



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo Fin de Grado

Propuesta de un basculante y sistema de suspensión para una moto de competición

Autor: Miguel Velázquez Kennedy

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, Junio de 2012

Título: PROPUESTA DE UN BASCULANTE Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UNA MOTO DE COMPETICIÓN.

Autor: MIGUEL VELÁZQUEZ KENNEDY

Tutor: HIGINIO RUBIO ALONSO

EL TRIBUNAL

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 11 de Julio de 2012 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Resumen

En este proyecto se plantea una propuesta de diseño de basculante y un sistema de suspensión viable para una moto de competición de pequeña cilindrada.

Se comienza viendo la evolución de basculantes y sistemas de suspensión que ha habido a lo largo de la historia de las motocicletas y los tipos más comunes que existen actualmente, con esta introducción se presentan tres propuestas de diseño de basculante, de estos tres se escoge uno frente a los demás y se mejora para que cumpla los requisitos de nuestra moto en concreto.

Después se hace un proceso similar para el sistema de suspensión en el que se proponen tres diseños distintos escogiendo solo uno de los tres, el sistema escogido se optimiza para que cumpla con los requisitos de la moto.

Finalmente se calculan los elementos auxiliares que necesitara el conjunto y se escogerán para completar el diseño del conjunto.

Palabras clave: Basculante, motocicleta, MotoStudent, sistema de suspensión, amortiguador.

Abstract

This Project considers a design proposal for a swing-arm and suspension system valid for a small cylinder racing bike.

It follows the evolution of swing-arms and suspension systems in motorbikes throughout history and the most common types available currently. It presents three different proposals for swing-arm design, and selects one design over the others and then proceeds to improve on it so that it complies with the exact requirements of our motorbike.

A similar process is used for the design of the suspension system, that is, three designs are put forward, finally selecting one of them and then optimizing the system to comply with the requirements of the motorbike.

Finally the auxiliary elements needed by the assembly are calculated and selected to complete the overall assembly design.

Keywords: Swing-arm, motorcycle, MotoStudent, suspension system, shock absorber

Índice

1. Introducción	10
1.1. Ámbito y justificación	10
1.2. Objetivos.....	11
1.3. Estructura del documento.....	11
2. Antecedentes.....	13
2.1. Aspectos generales.....	13
2.2. Motostudent 2010.....	13
2.3. Reglamento competición Motostudent.....	14
2.3.1.Requerimientos generales.....	14
2.3.1.1. Dimensiones.....	14
2.3.1.2. Pesos.....	14
2.3.2.Ciclística.....	14
2.3.2.1. Suspensión trasera.....	14
2.3.2.2. Freno trasero.....	15
2.3.2.3. Basculante.....	15
2.3.2.4. Llantas y neumáticos.....	15
2.3.3.Imágenes.....	16
3. Basculante y sistema de suspensión en motocicletas.....	17
3.1. Introducción.....	17
3.2. Concepción y tipos de basculante.....	18
3.3. Concepción y tipos de sistemas de suspensión trasera.....	20
3.3.1.Amortiguador.....	20
3.3.2.Tipos de suspensión trasera.....	23
3.3.2.1. Conexión directa.....	23
3.3.2.2. Bieletas.....	24
3.3.2.3. Alternativo.....	25
4. Metodología.....	28
4.1. Datos de partida y material estándar utilizado.....	28
4.2. Herramientas de diseño y cálculo.....	29
4.3. Criterio.....	29
4.3.1.Criterio para basculante.....	29
4.3.2.Criterio para sistema de suspensión.....	31
4.3.3.Criterio para elementos auxiliares.....	31

5. Evolución de las propuestas de diseños de Basculante.....	32
5.1. Propuestas de diseño.....	32
5.1.1. Primera propuesta de diseño.....	32
5.1.2. Segunda propuesta de diseño.....	35
5.1.3. Tercera propuesta de diseño.....	37
5.2. Valoración de las propuestas de diseño.....	39
5.3. Optimización de la propuesta de diseño.....	39
5.4. Fabricación del basculante.....	45
6. Evolución de las propuestas de diseños del sistema de suspensión.....	47
6.1. Propuestas de sistemas de suspensión	47
6.1.1. Primera propuesta de sistema de suspensión	47
6.1.2. Segunda propuesta de sistema de suspensión.....	48
6.1.3. Tercera propuesta de sistema de suspensión.....	48
6.2. Valoración de sistemas de suspensión.....	49
6.3. Optimización de sistema de suspensión	50
6.3.1. Cálculos.....	50
6.3.2. Geometría final.....	53
6.4. Análisis de los componentes de la suspensión.....	55
6.4.1. Balancín.....	55
6.4.2. Tirantes.....	57
7. Cálculo de elementos auxiliares.....	61
8. Conclusión y trabajos futuros.....	65
9. Presupuesto.....	67
10. Bibliografía.....	69

Anexos A. Parámetros geométricos de interés.

Anexo B. Planos para fabricación.

Índice de figuras

Figura 1. Premio a la mejor innovación tecnológica	13
Figura 2. Calendario MotoStudent.....	14
Figura 3. Normativa de medidas	16
Figura 4. Moto de vapor.....	17
Figura 5. Primera moto comercializada	17
Figura 6. Sistema Plunger.....	18
Figura 7. Basculante de dos brazos	18
Figura 8. Triangulación del basculante.....	19
Figura 9. Tipos de basculante.....	20
Figura 10. Funcionamiento amortiguador hidráulico	21
Figura 11. Amortiguador hidráulico con cámara de aire	21
Figura 12. Amortiguador Ohlins	22
Figura 13. Compresión en resorte.....	22
Figura 14. Flujo variable	23
Figura 15. Conexión directa	24
Figura 16. Amortiguador kawasaki ER6-n	24
Figura 17. Suspensión con bieleta.....	25
Figura 18. Suspensión horizontal	25
Figura 19. Funcionamiento suspensión horizontal	26
Figura 20. Sistema Britten	26
Figura 21. Funcionamiento sistema Britten	27
Figura 22. Plano llanta trasera	28
Figura 23. Plano amortiguador.....	28
Figura 24. Ejemplo basculante	30
Figura 25. Fuerzas generadas en curva	31
Figura 26. Primer diseño basculante.....	32
Figura 27. Condiciones de carga.....	33
Figura 28. Desplazamiento máximo	33
Figura 29. Condiciones de carga.....	34
Figura 30. Desplazamiento máximo	34
Figura 31. Segundo diseño basculante.....	35
Figura 32. Condiciones de carga.....	35
Figura 33. Desplazamiento máximo	36
Figura 34. Desplazamiento máximo	36
Figura 35. Tercer diseño basculante	37
Figura 36. Condiciones de carga.....	37
Figura 37. Desplazamiento máximo	38
Figura 38. Desplazamiento máximo	38
Figura 39. Desplazamiento máximo en aceleración	41
Figura 40. Desplazamiento máximo en curva	41

Figura 41. Desplazamiento máximo en aceleración	42
Figura 42. Desplazamiento máximo en curva	42
Figura 43. Desplazamiento máximo en aceleración	43
Figura 44. Desplazamiento máximo en curva	43
Figura 45. Diseño final de basculante	44
Figura 46. Desplazamiento máximo en aceleración	44
Figura 47. Desplazamiento máximo en curva	44
Figura 48. Numeración tubos basculante	45
Figura 49. Esbozo tubo 1	45
Figura 50. Esbozo tubo 2	46
Figura 51. Perfil de corte de tubos	46
Figura 52. Primer sistema suspensión.....	47
Figura 53. Segundo sistema de suspensión	48
Figura 54. Tercer sistema de suspensión	49
Figura 55. Variables geometría final	53
Figura 56. Incógnitas geometría final.....	54
Figura 57. Tensión máxima Von mises.....	55
Figura 58. Tensión máxima Von mises.....	56
Figura 59. Tensión máxima Von mises.....	56
Figura 60. Tirante	57
Figura 61. Tensión máxima de Von Mises.....	57
Figura 62. Tensión máxima de Von mises.....	58
Figura 63. Factor <i>beta</i>	59
Figura 64. Rodamientos en el conjunto	61
Figura 65. Rodamiento NA 4900	62
Figura 66. Tipo de esfuerzos	62
Figura 67. Grafica valor de y	63
Figura 68. Cabeza articulada	63
Figura 69. Rodamiento NA4900	64

Índice de tablas

Tabla 1. Resultados primer diseño basculante	34
Tabla 2. Resultados segundo diseño basculante.....	36
Tabla 3. Resultados tercer diseño basculante.....	38
Tabla 4. Comparación de resultados basculante	39
Tabla 5. Tamaños tubos Reynolds.....	39
Tabla 6. Materiales tubo Reynolds.....	40
Tabla 7. Propiedades físicas tubos Reynolds.....	40
Tabla 8. Características amortiguador	47
Tabla 9. Variables conjunto.....	54
Tabla 10. Resultado del conjunto.....	54
Tabla 11. Variables conjunto final.....	54
Tabla 12. Resultados del conjunto final	55
Tabla 13. Propiedades aluminio 2014.....	55
Tabla 14. Propiedades acero utilizado	57
Tabla 15. Dimensiones cabeza articulada SKF	64

1. Introducción

1.1. Ámbito y justificación

La idea de desarrollo de este proyecto surgió en el marco del proyecto MotoStudent. MotoStudent es una competición entre universidades cuyo objetivo es la aplicación de los conocimientos que los estudiantes están adquiriendo en las diferentes escuelas de ingeniería, diseñando y fabricando una moto que, dadas unas especificaciones, competirá con el resto de motos tanto en diseño como en proyecto industrial así como la disputa de una carrera. Los premios abarcan desde la velocidad de la moto, como cualquier carrera, hasta la innovación pasando por premios al proyecto, marketing, etc.



Los conocimientos necesarios para esta competición abarcan casi todos los aspectos de la ingeniería: mecánica, electricidad, electrónica, materiales, organización industrial, ingeniería de fluidos, publicidad, etc.

Dentro de este marco asumí la responsabilidad del desarrollo del sistema basculante y suspensión trasera de la moto.

Mi desarrollo, dado que era un proyecto en conjunto, estaba condicionado por la coordinación con los desarrollos de las otras partes de la moto y por la normativa de la competición, así

como los materiales de los que dependíamos, básicamente derivados de donaciones de diferentes patrocinadores.

Mi implicación en esta área del desarrollo de la moto surge principalmente de las posibilidades que ofrece en la aplicación de mis conocimientos de estructuras y mecánica de máquinas, dándome la oportunidad de utilizar herramientas de diseño y calculo por ordenador, que me serán de gran utilidad en mi posterior vida laboral.

1.2. Objetivos

Tal como se indica anteriormente, el objetivo de este proyecto es el diseño de un basculante y el sistema de suspensión trasero de una moto de competición. La competición a la que va destinada la moto es a la segunda edición de Motostudent y por lo tanto debe cumplir a la normativa técnica y ajustarse a los límites económicos que imponen.

Se realizan tres diseños de basculante que serán analizados por elementos finitos para determinar los desplazamientos máximos que sufre en dos situaciones que pueden encontrarse en un circuito, con estos desplazamientos y algunos factores más, como el peso y la facilidad de fabricación, se escoge un diseño. Este diseño es optimizado para conseguir la mayor rigidez con un mínimo peso.

Para el sistema de suspensión el método es similar que para basculante, se proponen tres diseños en los que se escoge uno y finalmente este se optimiza para conseguir las características requeridas.

Para completar el diseño se escogen rodamientos estandarizados para que sea más económico.

Los diseños en este proyecto se realizan mediante PRO-ENGINEER y los elementos finitos mediante CATIA, para la elección de elementos auxiliares se emplea el catálogo de SKF.

1.3. Estructura del documento

Este documento se divide en 10 capítulos:

- 1- **Introducción:** En este primer capítulo se introducirá el documento describiendo el marco en el que se sitúa y porque me decante por este proyecto.
- 2- **Antecedentes:** Explica los resultados obtenidos el año pasado y el punto de partida de este año explicando el reglamento para conocer las limitaciones.
- 3- **Basculante y sistemas de suspensión en motocicletas:** Recorre la historia de la moto para conocer la evolución que han sufrido los basculantes y sistemas de suspensión

hasta nuestros días, también se explican los tipos de basculante y sistemas de suspensión que se encuentran actualmente.

- 4- **Metodología:** Explica la planificación seguida en este proyecto y los procedimientos que se van a usar en el proyecto para llegar al conjunto final.
- 5- **Evolución de la propuesta de diseño de basculante:** Determina el basculante definitivo y se optimiza para que cumpla con los requisitos requeridos.
- 6- **Sistema de suspensión:** Se diseñan varios sistemas de suspensión entre los que se escogerá uno como diseño final, posteriormente se optimiza para que se ajuste a los requisitos propuestos.
- 7- **Calculo de elementos auxiliares:** Determina los rodamientos y cabezas articuladas que se incluirán en el conjunto.
- 8- **Conclusión y futuras líneas de trabajo:** Concluye el trabajo y se proponen aspectos que no se han visto en el trabajo pero serian interesantes de estudiar.
- 9- **Presupuesto:** Muestra el presupuesto del proyecto, exponiendo las horas dedicadas a cada tarea.
- 10- **Bibliografía:** Recoge los libros, documentos y páginas web empleadas para la realización del proyecto.

2. Antecedentes

2.1. Aspectos generales

Este proyecto surge de la participación de la Universidad Carlos III de Madrid en la competición MotoStudent, promovida por la fundación Moto Engineering Foundation, la competición es un desafío entre estudiantes de distintas universidades.

El desafío consiste en que el equipo simule formar parte de una empresa destinada al diseño de motos de competición en la que se deben llevar diversas tareas tales como el diseño, la fabricación, la puesta a punto y estrategias de venta de una moto de competición, el resultado de este trabajo será una moto de pequeña cilindrada que correrá en el circuito de Motorland contra las motos de las demás universidades.

2.2. Motostudent 2010

La universidad Carlos III de Madrid se presentó a la primera edición de esta competición entre estudiantes de universidades, presentando una moto que fue premiada con la mejor innovación tecnológica. Ganó este premio gracias al uso de un sistema de suspensión delantero no convencional, empleando un cuadrilátero articulado en lugar de una horquilla telescópica, y a un innovador chasis.

Lamentablemente la moto no pudo correr debido a que se rompió antes de la prueba final. Pero con la valoración de las prestaciones de la moto se obtuvo una decimo octava posición. A continuación se muestra el premio obtenido por el equipo del año pasado:



Figura 1. Premio a la mejor innovación tecnológica

Con estos antecedentes, este año bajo el nombre de equipo UC3Moto la universidad Carlos III volverá a presentarse a la competición Motostudent en su segunda edición.

2.3. Reglamento competición Motostudent 2012

La competición se divide en distintas fases, y cada una de ellas tiene una fecha para mostrar el trabajo que se ha ido realizando, para que la organización pueda llevar un seguimiento a cada equipo. A continuación se muestra las fechas más importantes de la competición.

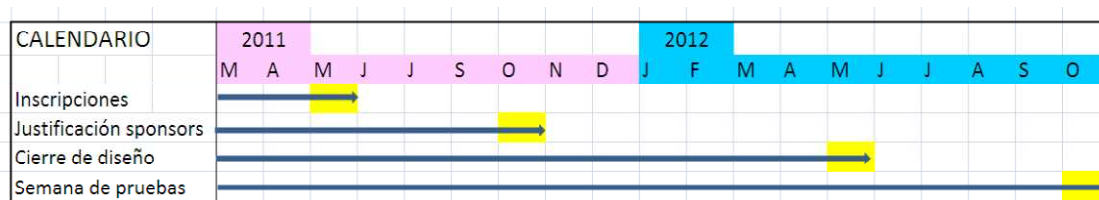


Figura 2. Calendario MotoStudent

En cuanto al reglamento técnico de la competición es muy amplio, pero sólo se detallarán aquellos aspectos que hagan referencia al presente proyecto.

2.3.1. Requerimientos generales

2.3.1.1. Dimensiones

- El ángulo mínimo de inclinación lateral de la motocicleta sin que ningún elemento de la misma (exceptuando los neumáticos) toque el pavimento debe ser 50°. Dicha medición se realizara con la motocicleta descargada (sin piloto) pero con todo el equipamiento y líquidos para su funcionamiento.
- La distancia libre al pavimento con la motocicleta en posición vertical ha de ser de un mínimo de 100mm en cualquier situación de compresión de suspensiones y reglajes de geometrías.
- Limite posterior: Ningún elemento de la motocicleta podrá rebasar la línea tangente vertical trazada a la circunferencia exterior del neumático trasero.
- Los neumáticos deberán tener una tolerancia mínima de 15 mm con cualquier elemento de la motocicleta en toda posición de la misma y reglaje de geometría.

2.3.1.2. Pesos

El peso mínimo del conjunto de la motocicleta en orden de marcha incluido deposito, gasolina y líquidos no deberá ser inferior a 95 kg en cualquier momento de las pruebas. El peso se podrá verificar tanto al inicio, durante y final de la competición. Esta permitido lastrar el vehículo para alcanzar el peso mínimo.

2.3.2. Ciclística

2.3.2.1. Suspensión trasera

En el caso de uso de amortiguador en la composición de la suspensión trasera se deberá utilizar el proporcionado por la organización.

El amortiguador proporcionado por la organización no puede ser modificado estructuralmente. Se permite el reglaje del amortiguador solo en base a cambio de muelles y fluidos hidráulicos.

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en los ejes de rotación de los componentes del sistema de suspensión trasera.

No podrán utilizarse sistemas activos o semiactivos y/o controles electrónicos de cualquier parámetro de la suspensión.

2.3.2.2. Freno trasero

Deberá utilizarse el conjunto de freno delantero (bomba, latiguillos y pinza) proporcionado por la organización.

Se permite la elección del tipo de pastillas y disco de freno. Se permite la sustitución de los latiguillos de freno por otros de diferente longitud.

La situación del accionamiento de la bomba de freno y la modificación de la leva de accionamiento es libre con la restricción de que, si su ubicación fuese el manillar, su longitud no podrá ser superior a 200 mm y su extremo deberá ser una esfera de un diámetro mínimo de 18 mm. La esfera podría estar rectificadas con un plano de una anchura mínima de 14 mm, los bordes del plano han de ser redondeados

2.3.2.3. Basculante

El basculante deberá ser de fabricación propia. Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de rotación del basculante.

Es obligatorio el uso de un protector de cadena que impida la interferencia entre el cuerpo del piloto y el punto de engrane cadena-corona en la rueda trasera.

2.3.2.4. Llantas y neumáticos

La organización suministrará las llantas y neumáticos y se prohíbe su modificación.

Sus dimensiones serán:

Delanteras 2.50" x 17"

Traseras 3.50" x 17"

Está prohibido el uso de titanio, aleaciones ligeras y compuestos de fibra en la fabricación de los ejes de ruedas.

Esta permitido el uso de protectores de nilón en los extremos del eje para posibles caídas. Estos protectores deberán ser redondeados con un diámetro igual o superior al del eje utilizado.

Los ejes de rueda no podrán sobresalir de su alojamiento en sus extremos más de 30 mm. No se consideran en estas medidas posibles protectores de nilón.

2.3.3. Imágenes

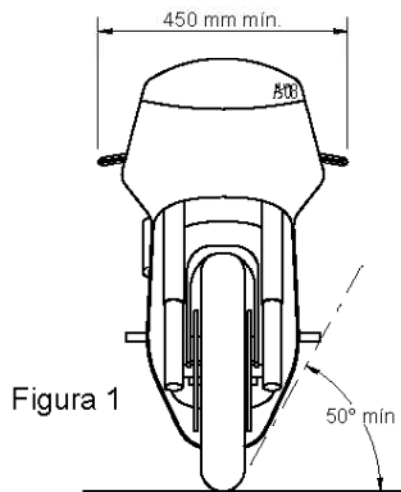


Figura 1

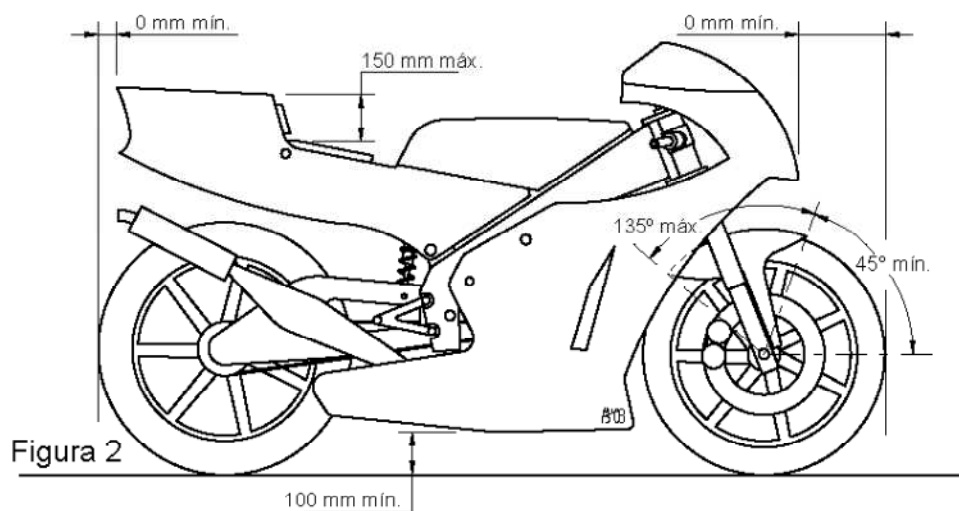


Figura 2

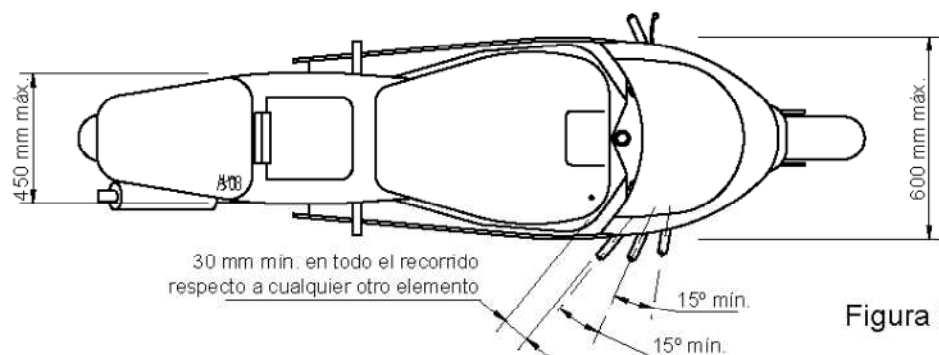


Figura 3

Figura 3. Normativa de medidas

3. Basculante y sistema de suspensión en motocicletas

3.1. Introducción

Las primeras motocicletas partían del diseño de una bicicleta a la que se le incorporaba un motor, el basculante formaba parte del chasis y no presentaban suspensión, eran estructuras sencillas que la única función que tenían era la de unir las dos ruedas y sujetar el motor, ya que las prestaciones que aportaba no necesitaba más. La primera moto incluía un motor de vapor.



Figura 4. Moto de vapor

Las motos sufrieron un gran cambio con la invención del motor Otto, este era más compacto y daba mejores prestaciones que uno de vapor. Por lo tanto los diseñadores de motos rápidamente lo acogieron y fueron estilizando sus diseños hasta llegar al primer modelo con intención de ser comercializada a manos de Hildebrand y Wolfmüller en el año 1894.

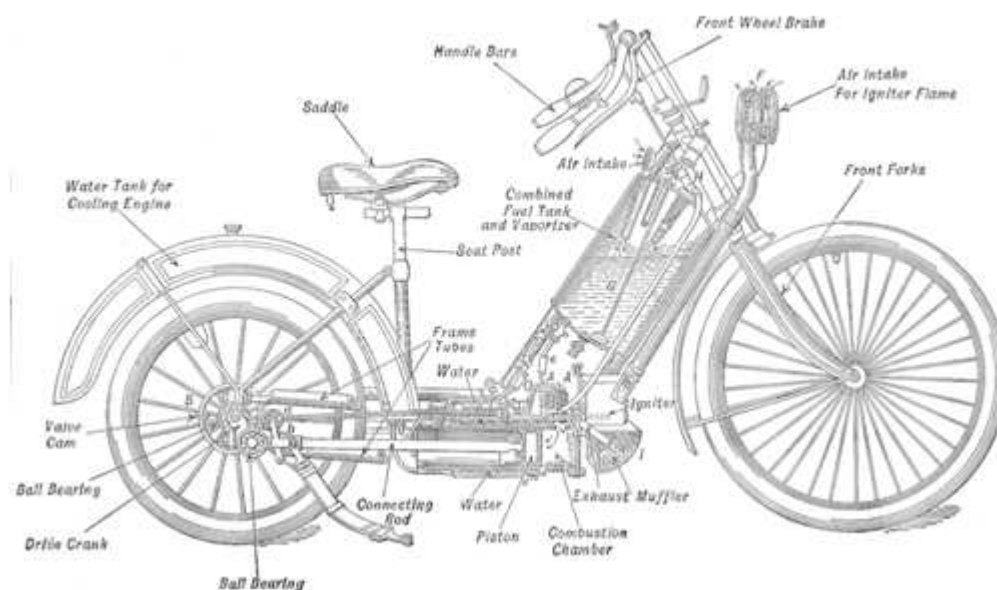


Figura 5. Primera moto comercializada

Con el paso del tiempo las motos evolucionaron hasta la introducción de la suspensión, con dos grandes ventajas: la comodidad de amortiguar las irregularidades del terreno y la intención de mantener la rueda siempre en contacto con la calzada. Primero sólo se usaba amortiguación en la rueda delantera y finalmente en las dos ruedas llegando a las motos de hoy en día.

El primer intento de suspensión trasero se conoce como Sistema Plunger, este sistema era muy sencillo de adaptar a los chasis que se creaban en ese momento pero tenía el inconveniente de que cada lateral de la rueda podía flectar independientemente creando una torsión que llegaba a romper el chasis.

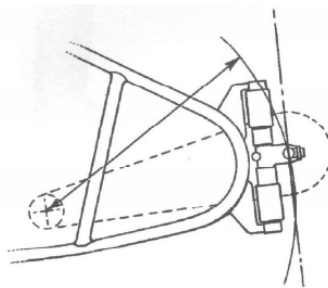


Figura 6. Sistema Plunger

Finalmente se creó el basculante, consiste en un brazo oscilante amortiguado. Se conocen inconvenientes en este sistema pero no se ha encontrado ningún sistema alternativo mejor y es el que se ha seguido usando hasta las motos actuales.

3.2. Concepción y tipos de basculante

La función del basculante es la sujeción de la rueda trasera permitiéndola un movimiento circular alrededor de un eje.

El primer tipo de basculante consistía en un eje con dos brazos laterales, este sistema tenía un problema claro de torsión que se solucionaba con la colocación de dos amortiguadores en cada brazo para controlarla.

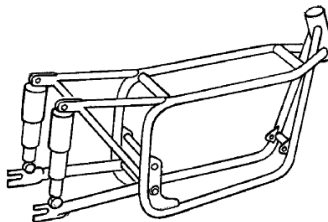


Figura 7. Basculante de dos brazos

Los primeros basculantes eran de sección redonda y no eran resistentes prácticamente ante ningún esfuerzo, cuando se dieron cuenta de que el basculante era una parte determinante para conseguir buena maniobrabilidad en la moto se empezaron a reforzar cambiando la sección a una cuadrada o rectangular mejorando así su comportamiento a

flexión. Finalmente comprobaron que triangulando se conseguía un mejor control de la flexión en cada brazo del basculante, con esta triangulación se mejoró el problema de torsión asegurando la alineación de las dos ruedas en las curvas. Esta triangulación puede ser por la parte superior o inferior al eje de giro.

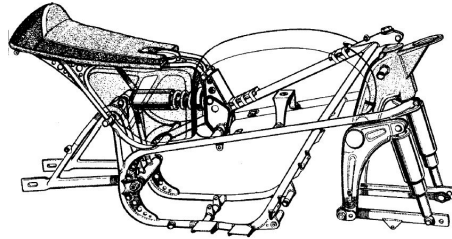


Figura 8. Triangulación del basculante

Según se reforzaron los basculantes se comprobó que mejoraba el comportamiento dinámico de la motocicleta introduciendo vigas transversales y haciéndolos macizos llegando a una gran robustez. Como en la mayoría de componentes en la competición, en los basculantes se busca un compromiso entre rigidez y peso.

Hay muchos tipos de basculante dependiendo de la utilidad de la moto, pero en general se distinguen:

- Doble brazo (A): este es el menos evolucionado y se usa principalmente en las motos de campo. Son muy ligeros y tienen un buen aguante a la flexión.
- Doble brazo de sección variable (D): estos son muy similares a los anteriores pero varían la sección de los brazos, ensanchándose en la zona donde se presentan más esfuerzos.
- Doble brazo con triangulación (C): estos son los más habituales, y no tienen por qué ser tubulares pueden ser macizos y de muy diversos materiales.
- Monobrazo (B): este tipo de basculante inventado para facilitar el cambio de ruedas en competición es sin duda el más llamativo porque sujeta la rueda trasera con un solo brazo, como su nombre indica, dejando a la vista la llanta. Este brazo debe ser muy robusto ya que debe soportar todos los esfuerzos, a pesar de ser un único brazo no es más ligero que el basculante de dos brazos y es por ello por lo que no se emplea en la mayoría de motos.

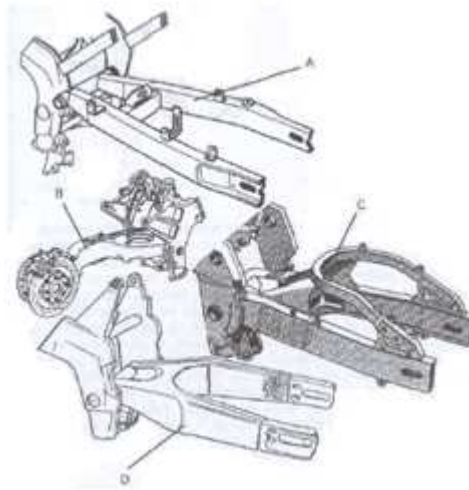


Figura 9. Tipos de basculante

3.3. Concepción y tipos de suspensión trasera

La suspensión trasera se incorporo más tarde que la delantera porque su importancia no era tan evidente. Cuando aumento la velocidad que alcanzaban las motos se introdujo unos resortes debajo del asiento con el fin de aislar al piloto los golpes de la rueda trasera en la calzada, con el único propósito de una mayor comodidad.

Posteriormente se le permitió a la rueda un desplazamiento vertical, manteniendo todo el chasis rígido, mediante unos émbolos. Este sistema no era muy funcional debido a que el movimiento de la rueda era completamente vertical y este movimiento tensaba la cadena, como se puede apreciar en la figura 6.

Finalmente se opto por el brazo basculante que sigue vigente en las motos actuales, al principio se incluían dos amortiguadores independientes en cada brazo del basculante pero según fueron evolucionando los basculantes se pudo optar al uso de un solo un amortiguador. Para darle a la suspensión un carácter más progresivo se emplean bieletas que aumentan la rigidez del amortiguador en el final del recorrido.

3.3.1. Amortiguador

El amortiguador usado en la suspensión delantera (horquillas generalmente) y para la suspensión trasera son distintos debido los distintos esfuerzos a los que se somete cada uno. En la horquilla se debe hacer frente a unos esfuerzos torsionales y de flexión lateral que en el sistema trasero van a ser soportados por el basculante, por lo tanto el amortiguador trasero tiene como única función la de amortiguar el movimiento de la rueda trasera.

Existen muchos tipos de amortiguadores traseros:

- Amortiguador hidráulico. Este es el sistema más simple, consiste en un cilindro en el que se sitúa un pistón con orificios o válvulas que limitan el movimiento de

fluido, por la parte exterior se coloca un resorte. El amortiguador tiene dos anclajes uno en el cilindro que se coloca en el chasis o cualquier parte fija de la moto y otro anclaje en el extremo del embolo que se sitúa en la parte móvil, este sistema funciona tanto para compresión como para expansión aunque se diseñan para optimizar la compresión. El movimiento de la rueda se transmite al vástago que se mueve en consecuencia aunque frenado debido al paso del líquido a través de los orificios o válvulas del pistón. El comportamiento elástico lo aporta el resorte. En la figura 10 se puede ver un ejemplo de este sistema.

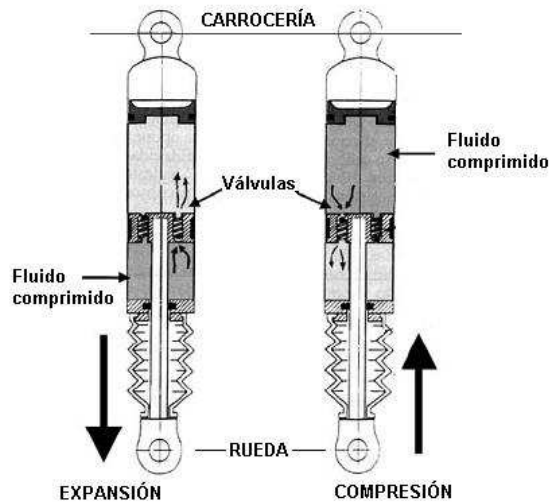


Figura 10. Funcionamiento amortiguador hidráulico

- Amortiguador hidráulico con cámara neumática. Este sistema es una variante del anterior, añade una cámara aislada en la pared fija del cilindro donde se introduce un gas a presión. Cuando el resorte se comprime el vástago hace una presión sobre el líquido que se transmite a la pared de la nueva cámara que al contener un gas puede comprimirse a diferencia del fluido. Esta pared cuando termina la compresión vuelve a su posición inicial. En la figura 11 puede verse las partes de este amortiguador.

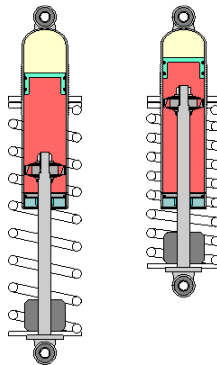


Figura 11. Amortiguador hidráulico con cámara de aire

- Amortiguador hidráulico con cámara neumática y depósito separado. Este sistema funciona igual que el anterior pero el depósito de gas aumenta de tamaño y se coloca fuera del conjunto del amortiguador, la razón es evitar el calentamiento que sufre el gas al estar constantemente sometido a una compresión y expansión, el depósito puede estar alejado para este fin. La razón por la que no interesa el calentamiento de este gas es porque conlleva un aumento en la presión que ejerce y por lo tanto modifica el funcionamiento del sistema. Estos son los sistemas más empleados actualmente en motos de competición, en la figura 12 puede observarse un modelo comercial de este sistema.



Figura 12. Amortiguador Ohlins

Los amortiguadores de mayor calidad cuentan con posibles ajustes como la precarga, la extensión o incluso la regulación hidráulica.

La precarga del muelle consiste en ejercer una fuerza sobre el resorte disminuyendo su longitud consiguiendo que en funcionamiento para una compresión sea necesaria más fuerza, de acuerdo con la ley de Hooke.

$$F = K \cdot x$$

En la siguiente imagen (Figura 13) se puede ver una representación de este ajuste.

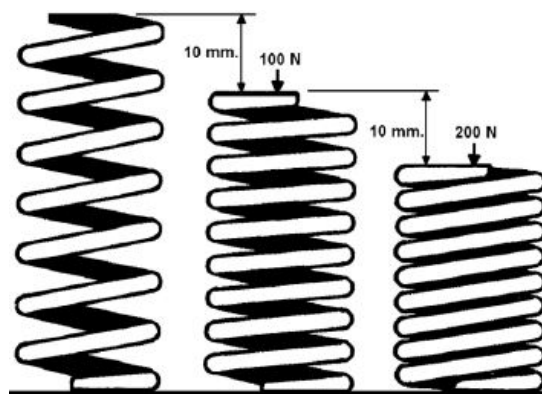


Figura 13. Compresión en resorte

Como se puede ver se realiza sobre el muelle una precarga de 100 N que equivalen a 10 mm, por lo tanto la constante K del muelle es:

$$K = \frac{F}{x} = \frac{100}{10} = 10 \text{ N/mm}$$

Ahora para una compresión de 10 mm es necesaria una fuerza de 200 N, el problema de esta precarga es que disminuimos el recorrido del resorte aunque en general la limitación de trabajo del amortiguador la pone la carrera del pistón y no la longitud a bloque del muelle.

Otro ajuste es un freno hidráulico situado entre el cuerpo del amortiguador y el depósito exterior, consiste en una válvula que permite modificar el caudal de líquido en una compresión del amortiguador. Disminuir el paso del líquido al depósito implica que aumente la fuerza sobre el pistón.

Se puede regular el flujo hidráulico en la extensión del amortiguador, generalmente el fluido de trabajo atraviesa el pistón por válvulas unidireccionales, es decir que el camino que sigue el flujo en una compresión es distinto que el que sigue en una extensión, un ejemplo de esto se puede ver en la figura 14 donde se puede ver como el aceite puede circular por el centro, en cambio si el pistón realizase una carrera de subida el canal central se cerraría obligando al flujo a pasar por los laterales.

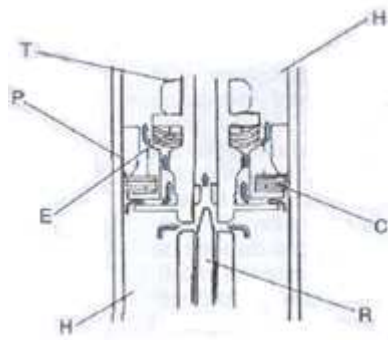


Figura 14. Flujo variable

Hay modelos en los que el ajuste va más allá de cerrar o abrir el conducto y permite jugar con este caudal.

3.3.2. Tipos de sistemas de suspensión trasera

El desarrollo de los tipos de suspensión trasera han estado muy ligados con el del basculante, como he mencionado antes, los primeros basculantes incorporaban dos amortiguadores independientes trabajando en paralelo unidos a cada brazo del basculante lo más cerca de la rueda posible evitando los esfuerzos de flexión que se generan. Cuando empezó a triangularse y a hacerse más robusto los basculantes se pudieron ir adelantando los amortiguadores hasta el punto de adelantar a la rueda y poderse usar un único amortiguador, este es el sistema más empleado en la actualidad y las posibilidades que abarca este son infinitas, los englobare en tres tipos: conexión directa, con bieletas y alternativo.

3.3.2.1. Conexión directa

Es el método más sencillo consiste en una unión directa entre el chasis y el basculante, este sistema es muy utilizado por su sencillez. Hay muchas posibilidades dentro de esta conexión directa en la que varía la inclinación del amortiguador o la distancia de la unión y el eje de la rueda. Esta distancia afecta al recorrido útil del amortiguador, si queremos que la rueda tenga un movimiento vertical determinado cuanto más adelantado este

dicho punto de unión el recorrido del amortiguador debe ser menor. En la siguiente figura se ilustra este concepto.

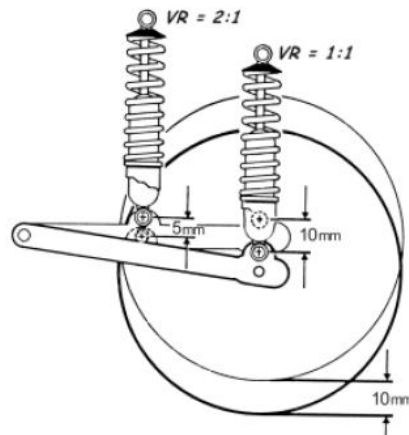


Figura 15. Conexión directa

El problema de este sistema es que no se puede conseguir un sistema progresivo, por eso se usa en motocicletas de calle que no requieren unas prestaciones muy elevadas. Un ejemplo de este sistema usado en una moto actual:



Figura 16. Amortiguador kawasaki ER6-n

3.3.2.2. Bieletas

Este es el sistema más usado actualmente, ya que permite conseguir una gran progresión. Existen infinitos tipos de bieletas y balancines, y con todos puedes conseguir un funcionamiento óptimo, por lo tanto la decantación por un sistema u otro se basa en el espacio que dispones. La bieleta puede situarse en el basculante o en el chasis, en las figuras 17 pueden verse los dos casos.

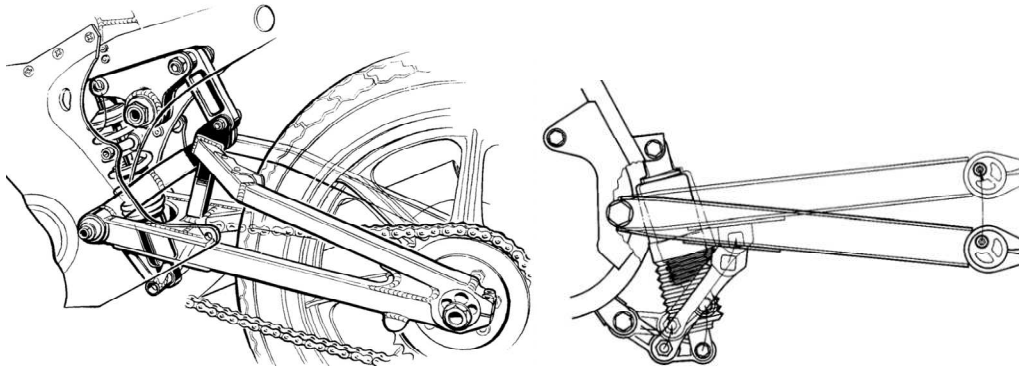


Figura 17. Suspensión con bieleta

En estos sistemas tiene mucha importancia la geometría ya que de esta va a depender el correcto funcionamiento de nuestra suspensión, en general el funcionamiento es mas progresivo cuando el *linker* (unión entre la biela y el basculante) es más corto, pero este no debe ser tan corto que llegue a bloquear el movimiento.

3.3.2.3. Alternativo

Existen muchos sistemas alternativos a los expuestos anteriormente que intentan innovar, uno de estos es la colocación de del amortiguador en horizontal es similar al sistema empleado por los fórmula 1, en este sistema se usarían dos bieletas y por lo tanto dos *linkers* que se unen al basculante, el amortiguador se coloca en la tercera dimensión. A continuación se muestra este sistema en una moto real, figura 18.

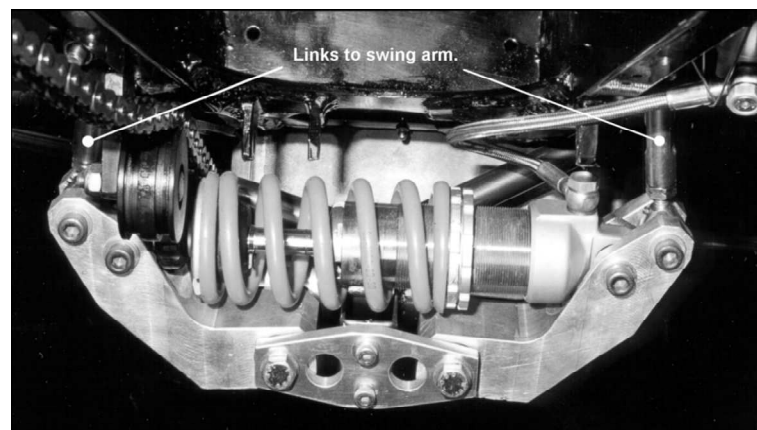


Figura 18. Suspensión horizontal

La siguiente figura trata de explicar el funcionamiento de este sistema: Las cruces rojas reflejan el anclaje del sistema al chasis u otra parte no móvil de la moto, por lo tanto corresponde con el centro de giro de las bieletas, las flechas amarillas indican el movimiento del basculante cuando la rueda se eleva, como puede intuirse como resultado (flechas rojas) se comprime el amortiguador. Este sistema no ancla el amortiguador a un punto fijo como en todos los demás sino que ambos anclajes se mueven.

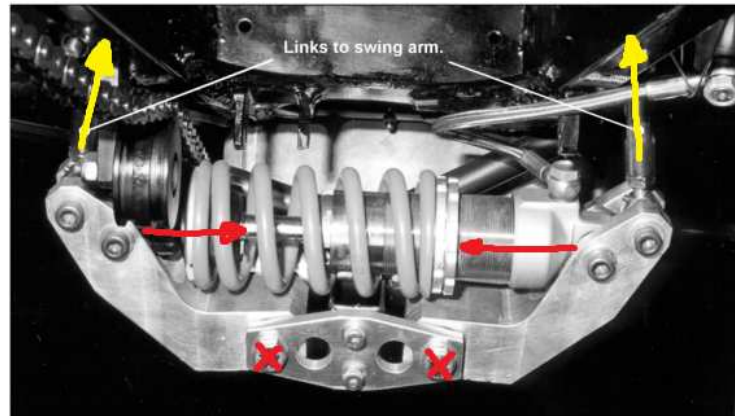


Figura 19. Funcionamiento suspensión horizontal

Otro sistema alternativo es el usado por Britten en su moto de competición este colocaba el amortiguador trasero en la parte delantera, que implica el uso de unos *linkers* muy largos que atraviesan la moto como se muestra en la figura 20.



Figura 20. Sistema Britten

En la siguiente ilustración (Figura 21) se muestra el funcionamiento de este sistema: El basculante al subir tira de la varilla inferior, oculta en la imagen, que hace girar la bieleta como muestra la flecha amarilla ya que se encuentra fija en la cruz roja. El giro mueve los dos *linkers* que descienden comprimiendo el amortiguador (flecha roja), cabe destacar que el punto de anclaje del amortiguador es distinto que el de las bieletas este punto puede coincidir y el sistema seguiría siendo funcional.



Figura 21. Funcionamiento sistema Britten

4. Metodología

4.1. Datos de partida y material estándar utilizado.

La organización obliga al uso del material que ellos mismos se encargan de proporcionar. A continuación se muestran los elementos que afectan a este proyecto:

- Llanta trasera: exactamente es la llanta de la Yamaha YZF r125.

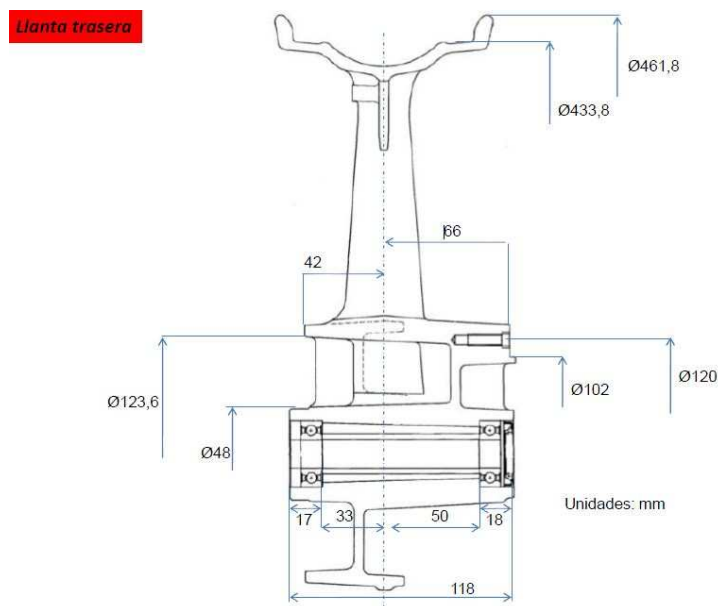


Figura 22. Plano llanta trasera

- Amortiguador trasero: se trata de un amortiguador muy básico con un recorrido útil de 50 mm y 54mm entre topes.

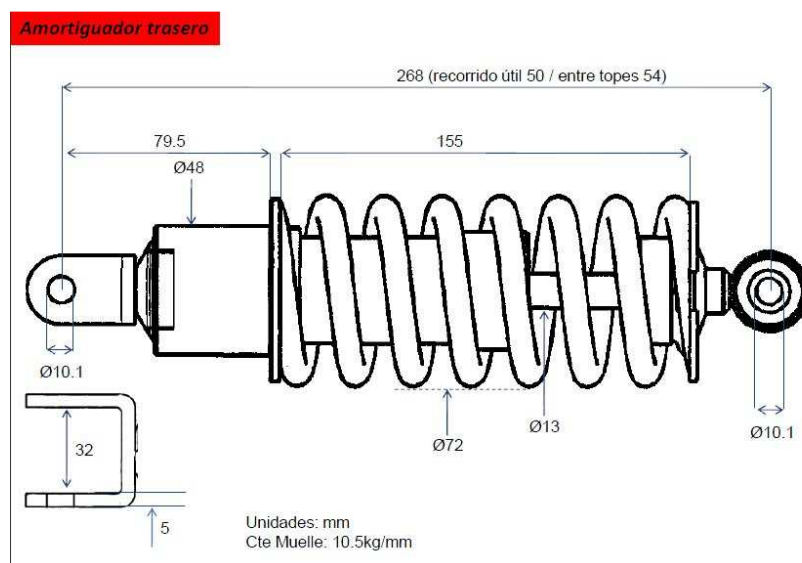


Figura 23. Plano amortiguador

4.2. Herramientas de cálculo y diseño

Para el diseño de este proyecto se va a usar el programa de diseño asistido por ordenador Pro-Engineer ya que la propia organización de la competición exige los diseños en este programa, este programa consta de distintos módulos para poder abordar el problema completo, sin embargo en el cálculo de esfuerzos por elementos finitos suele dar problemas, por lo tanto en estas partes se ha empleado el software CATIA V5R18 de apoyo.

En cuanto al cálculo de elementos auxiliares tales como rodamientos y rotulas se empleará el catálogo de SKF online.

4.3. Criterio

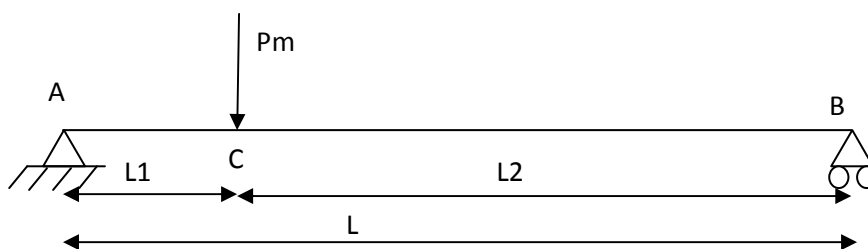
4.3.1. Criterio para basculante.

Los objetivos principales en el diseño de un basculante son la ligereza y la rigidez. La rigidez va a ser el factor fundamental ya que es la que va a influir en el comportamiento de la moto, con una alta rigidez se asegura la alineación de las dos ruedas ante diferentes esfuerzos, pero como es habitual siempre se debe tener cierto compromiso con el peso.

Se realizaran tres propuestas de diseño que se compararan obteniendo un único basculante que será optimizado. La comparación se realizara valorando los desplazamientos máximos que se producirían en una aceleración y en una curva, calculado mediante elementos finitos, peso y facilidad de fabricación.

Los tres diseños se realizaran mediante Pro-Engineer ya que es de uso obligado por la competición pero los análisis de elementos finitos se realizaran con Catia.

El primer esfuerzo al que va a estar sometido el basculante es del siguiente tipo:



El punto C es el apoyo en el que se une el amortiguador y por lo tanto donde se va a apoyar todo el peso de la moto (P_m), el punto A corresponde con la unión al chasis este punto no permite ningún desplazamiento sólo el giro y por último el punto B es el que corresponde con el eje de la rueda que tiene la reacción del suelo.

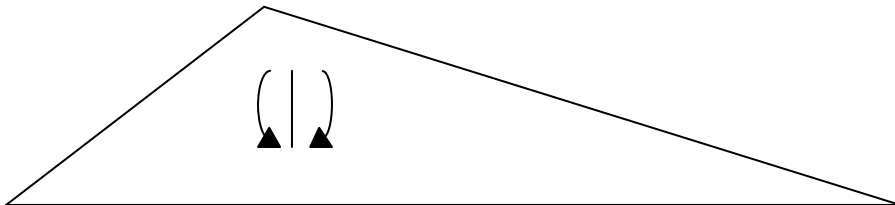
Realizando los cálculos de reacciones de esta sencilla estructura:

$$H_A = 0$$

$$V_A = \frac{P_m \cdot L_2}{L}$$

$$V_B = \frac{P_m \cdot L_1}{L}$$

Dando como resultado un diagrama de momentos flectores de la siguiente forma:



En estos cálculos se desprecia el peso propio del basculante.

Como se puede ver el momento flector máximo se encuentra en el punto de apoyo del amortiguador por lo tanto la sección máxima se va a encontrar en esta zona. Este es el diseño que utilizan todos los basculantes, en la figura 24 se pueden ver unos ejemplos de basculantes de competición actuales. El primero corresponde con una ducati desmosedici y el segundo a una bmw s1000rr.



Figura 24. Ejemplo basculante

El segundo esfuerzo al que se va a someter al basculante es una simulación de los esfuerzos que se generan al encontrarse en una curva, ante esta situación se crea unas fuerzas sobre el eje de la rueda que se transmiten en fuerzas verticales y en sentidos contrarios a cada brazo del basculante.

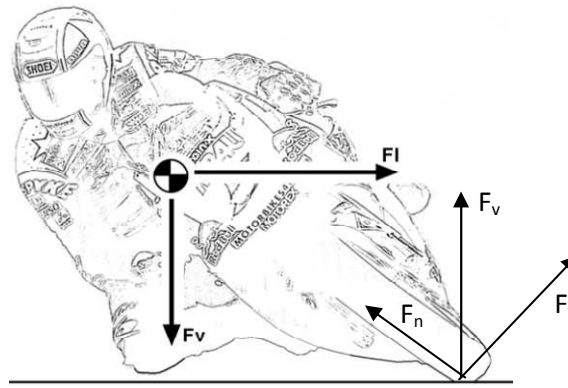


Figura 25. Fuerzas generadas en curva

Como se puede ver en la figura 25 el peso de la moto se descompone en una componente normal y otra tangencial, es la componente tangencial (F_t) la que produce el momento sobre el eje que soporta la rueda. Como se puede ver cuanto mayor sea la inclinación de la moto mayor será esta componente, en este análisis se introduce una carga de 1000N en cada brazo, esta carga es superior al caso más extremo al que se pueda someter en un caso real.

Como último criterio se valora la facilidad de fabricación, aunque en el equipo se dispone de un soldador

4.3.2. Criterio para el sistema de suspensión

Para escoger el sistema de suspensión se valora el espacio disponible y la compatibilidad con el resto de la moto, luego se comprobaba su correcto funcionamiento con los requisitos que se plantearan a continuación:

- Cumpla con el recorrido de la rueda deseado aprovechando todo el recorrido del amortiguador.
- Viabilidad del sistema.
- Análisis de elementos finitos de todos los componentes del sistema.
- Comprobación de pandeo en los elementos susceptibles a ello.

El proceso para escoger el sistema de suspensión es similar al del basculante, se harán tres propuestas de diseño y valorando los puntos antes mencionados se descartaran dos, y el resultante será optimizado.

4.3.3. Criterio para los elementos auxiliares

Para elegir los elementos auxiliares tales como rodamientos y cabezas articuladas se estudiarán las cargas y se escogerán mediante la ayuda del catalogo SKF online.

5. Evolución de las propuestas de diseño del basculante

5.1. Propuestas de diseño

5.1.1. Primera propuesta de diseño

La primera decisión que se debe tomar es el material a utilizar: aluminio o tubos de acero soldados, ambos materiales funcionan bien y se pueden conseguir resultados igual de buenos, pero en nuestro caso disponíamos de un patrocinador que aportaba tubos de acero, por lo tanto se tomó la opción de tubos de acero soldados descartando la opción de aluminio mecanizado o chapa plegada.

Teniendo en cuenta todo lo anterior se creó el primer diseño de basculante (Figura 26).

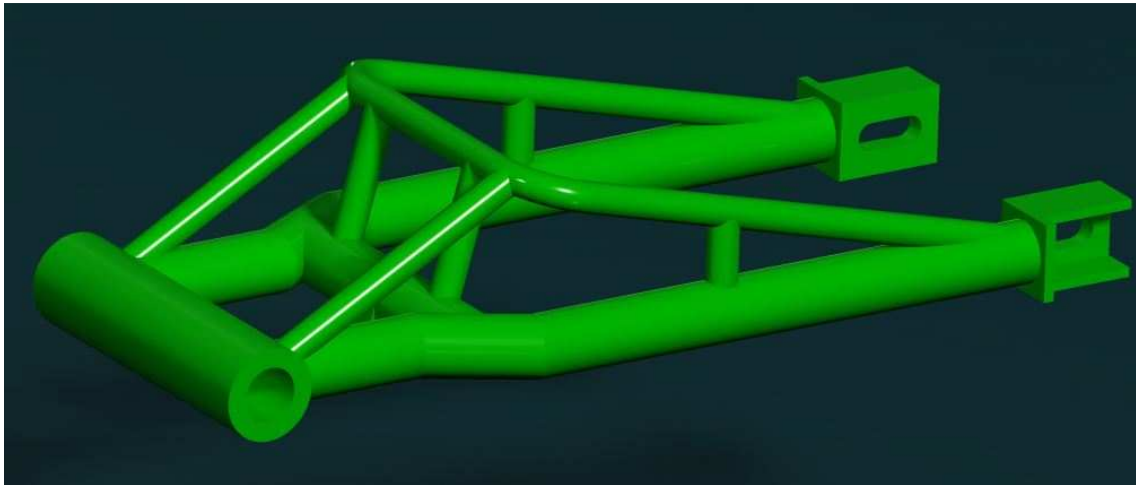


Figura 26. Primer diseño basculante

En este modelo se creó primero la estructura principal con un tubo de mayor grosor y luego se reforzó la parte superior con tubos de un diámetro inferior. Para comprobar el funcionamiento de este diseño se analiza con elementos finitos dando las restricciones mencionadas anteriormente. Como no tenemos el diseño completo no se puede saber el peso de la moto, incluido el piloto, por lo tanto estimamos un peso total de 300kg (el peso final va a ser bastante inferior), este peso debería estar repartido entre el tren delantero y el trasero dando más peso normalmente a la rueda delantera, pero en una aceleración el peso se transmite a atrás incluso llegando a levantar la rueda delantera, por lo tanto para situarnos en la peor situación suponemos que todo el peso de la moto va a estar soportado por el basculante.

En la figura 27 se muestran las condiciones aplicadas al modelo y la carga de 3000N sobre la barra donde se apoyara el amortiguador.

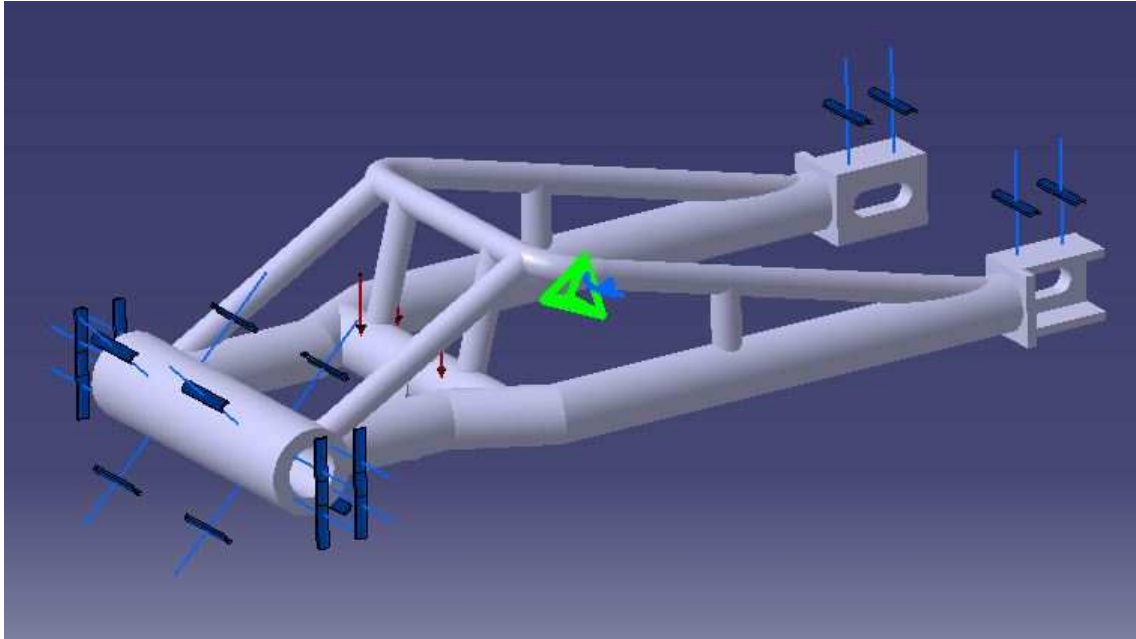


Figura 27. Condiciones de carga

Después de realizar el análisis por elementos finitos llegamos a un desplazamiento máximo de 0.04 mm como se puede ver en la figura 28. Este desplazamiento es factible.

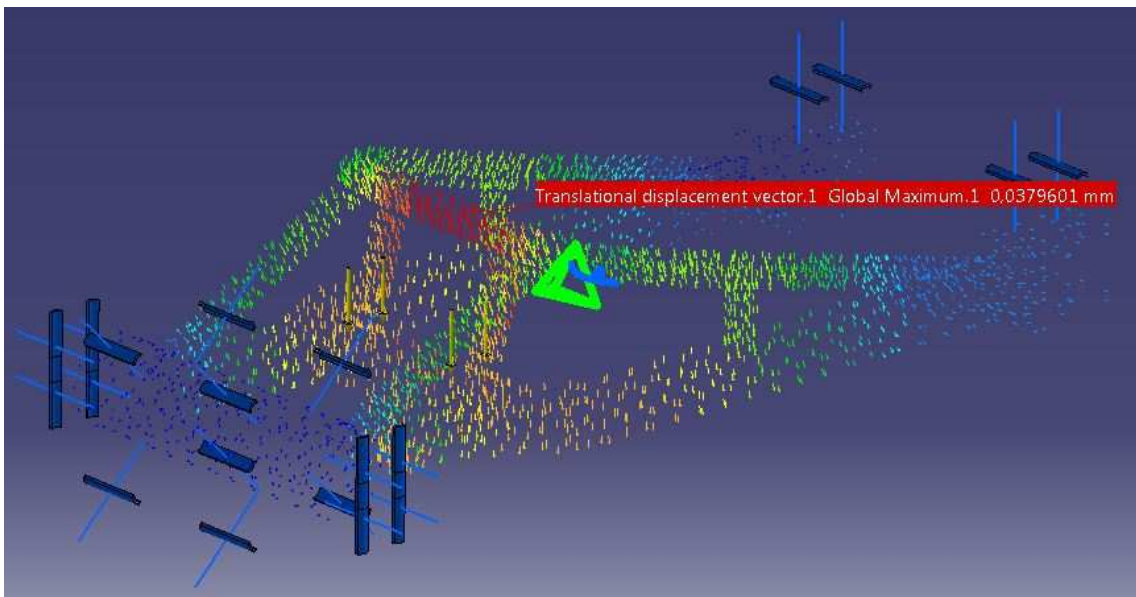


Figura 28. Desplazamiento máximo

Otro caso que debe ser estudiado es en el caso en el que la moto entre en curva, cuando esto sucede se crean fuerzas torsionales

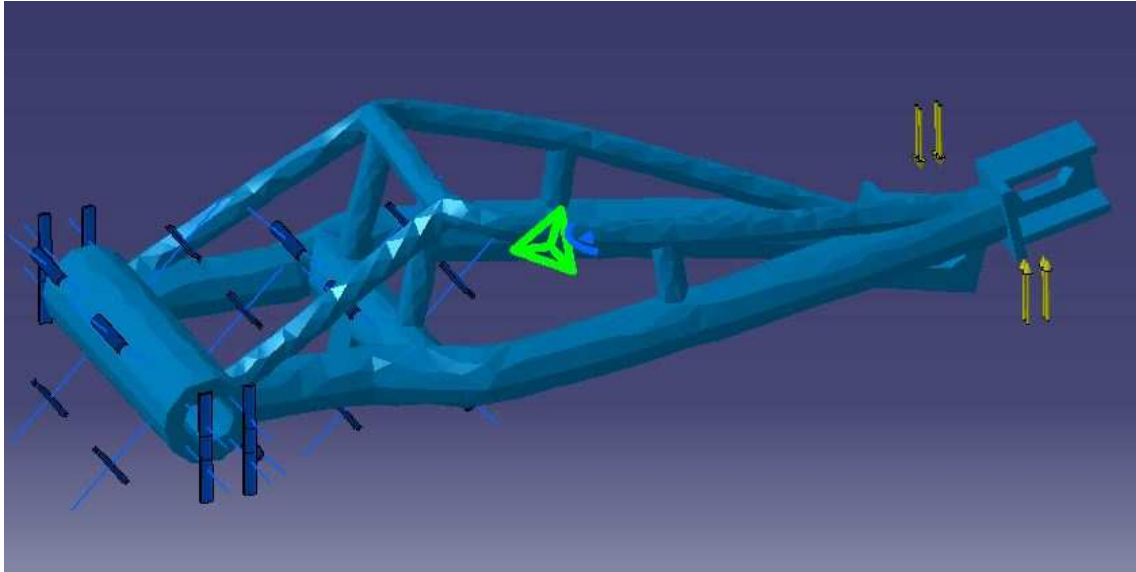


Figura 29. Condiciones de carga

Sometiendo al modelo anterior a un esfuerzo de torsión podemos ver en la figura 30 que los desplazamientos son mayores.

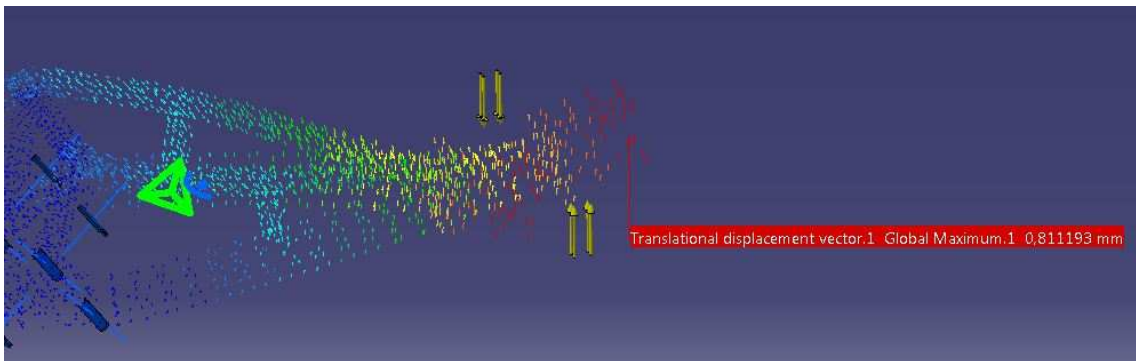


Figura 30. Desplazamiento máximo

Podemos ver que el desplazamiento máximo es de 0.8 mm, esto también es un resultado razonable pero el peso del modelo es de 15.8 kg. Este modelo funciona bien en flexión, algo peor en torsión y tiene un peso muy elevado asique se decidió rediseñar de manera que el nuevo modelo tuviese un buen comportamiento a torsión.

Resumiendo los resultados de esta propuesta de diseño:

Tabla 1. Resultados primer diseño basculante

Desp. Aceleración (mm)	Desp. Curva (mm)	Peso (kg)	Fabricación
0.04	0.8	15.8	Medio

5.1.2. Segunda propuesta de diseño

En este diseño se trata de conseguir un mejor trabajo a torsión aumentando la sección en el punto de anclaje del amortiguador, este aumento de la sección se realiza por ambos lados y no solo por el lado superior como pasa en el primer diseño, se usan todos los tubos del mismo diámetro facilitando la obtención del material. En la figura 31 se puede ver el diseño.

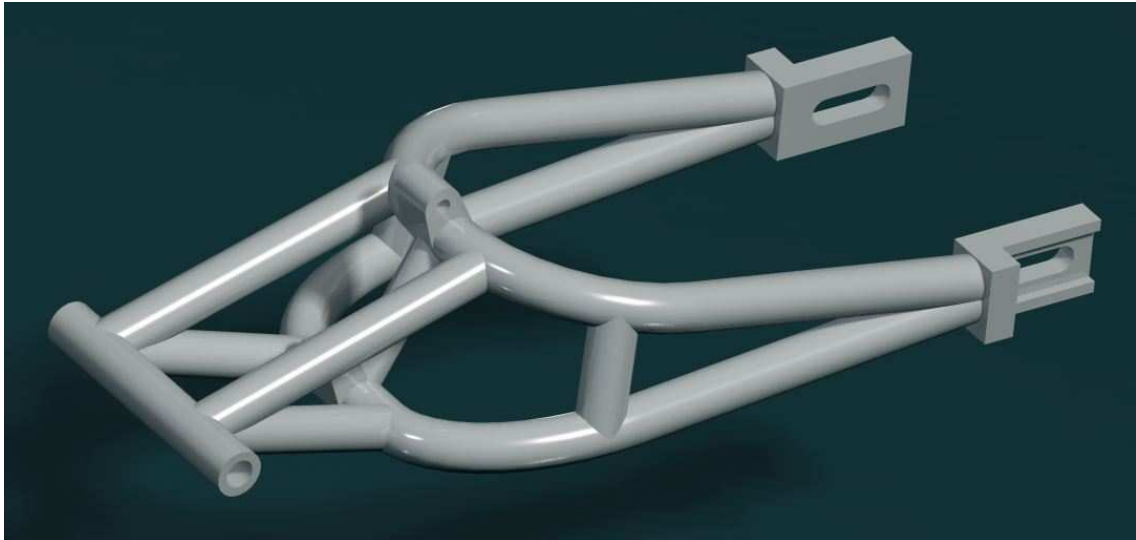


Figura 31. Segundo diseño basculante

Como se puede ver los tubo empleados son del mismo diámetro y de diámetro menor que el del modelo anterior consiguiendo un peso de 9 kg.

En la figura 32 se puede ver el planteamiento del primer análisis descrito anteriormente.

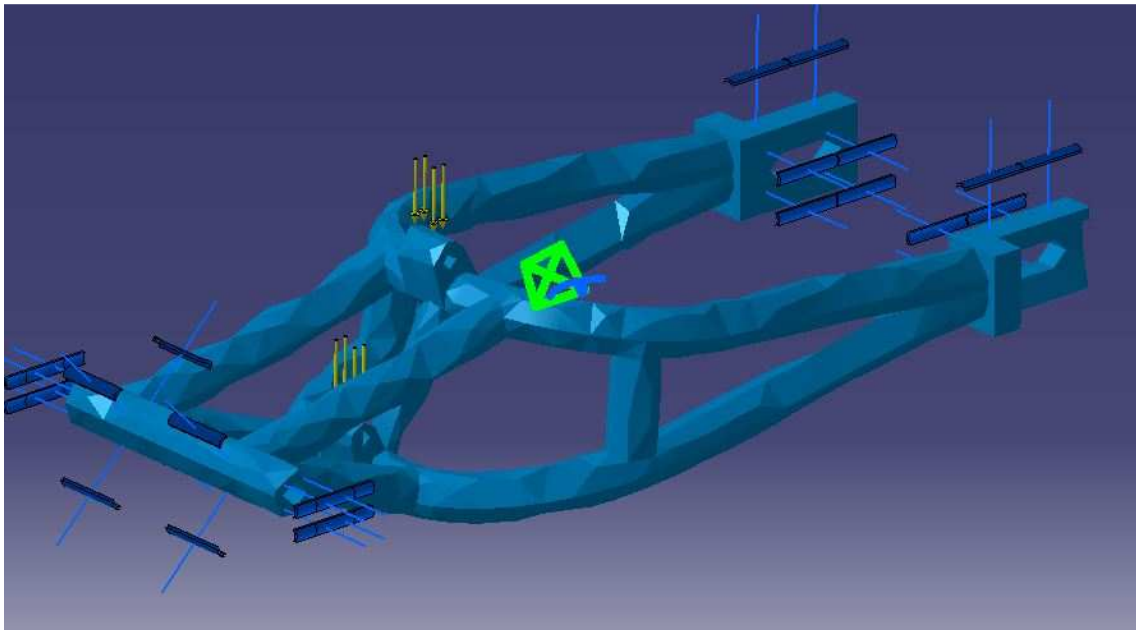


Figura 32. Condiciones de carga

Dando un desplazamiento máximo de 0.033 mm como se muestra en la figura 33.

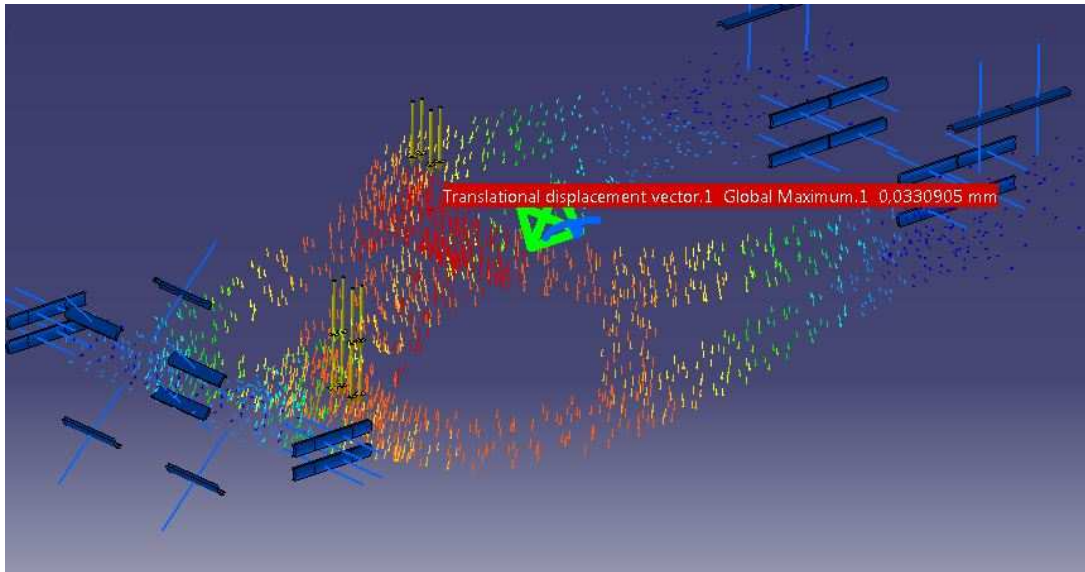


Figura 33. Desplazamiento máximo

Este resultado es mejor que en el caso anterior, incluso habiendo reducido la cantidad de material.

A continuación se realiza la prueba de torsión en curva dando un desplazamiento de 0.94 mm, este resultado es superior al caso anterior pero sigue siendo aceptable.

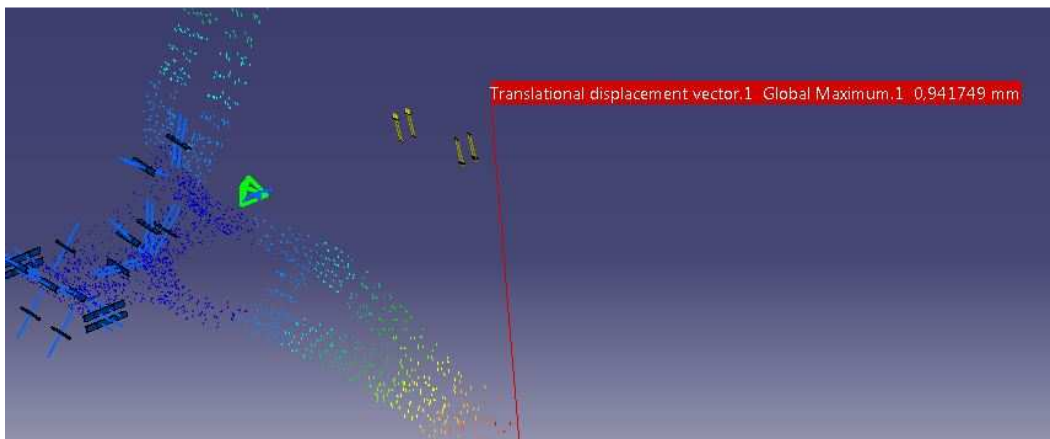


Figura 34. Desplazamiento máximo

El peso de este diseño es de 9 kg teniendo unos desplazamientos aceptables en ambos casos, mejorando considerablemente el caso anterior.

Resumiendo esta propuesta de diseño:

Tabla 2. Resultados segundo diseño basculante

Desp. Aceleración (mm)	Desp. Curva (mm)	Peso (kg)	Fabricación
0.033	0.94	9	Medio

5.1.3. Tercera propuesta de diseño

En este tercer diseño se trata de hacer más fácil la fabricación del segundo diseño, debido a que es difícil realizar la misma curvatura en dos tubos. Esta decisión de facilitar la fabricación es porque la maquina dobladora de tubos va a ser prestada y por lo tanto debe ser un modelo asequible para realizarse por nosotros.

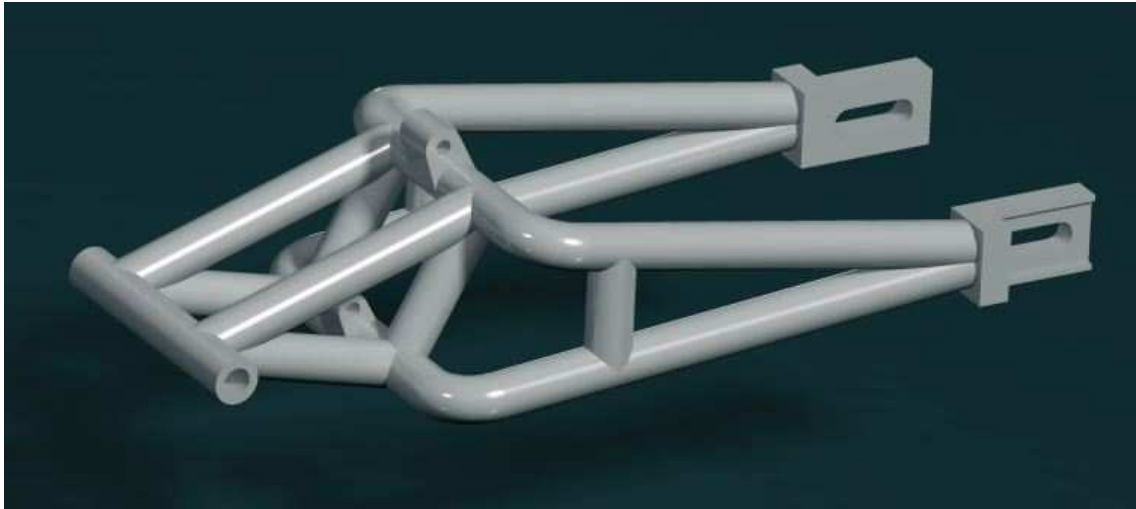


Figura 35. Tercer diseño basculante

La unión entre el arco superior y el inferior por la zona del anclaje del sistema de suspensión se ha reforzado con otra barra de manera que se pueda ver cómo afecta, recuerde que esta medida ya se tomo en el primer diseño.

Para que sea comparable a los diseños anteriores se realizan las mismas pruebas sobre este modelo.

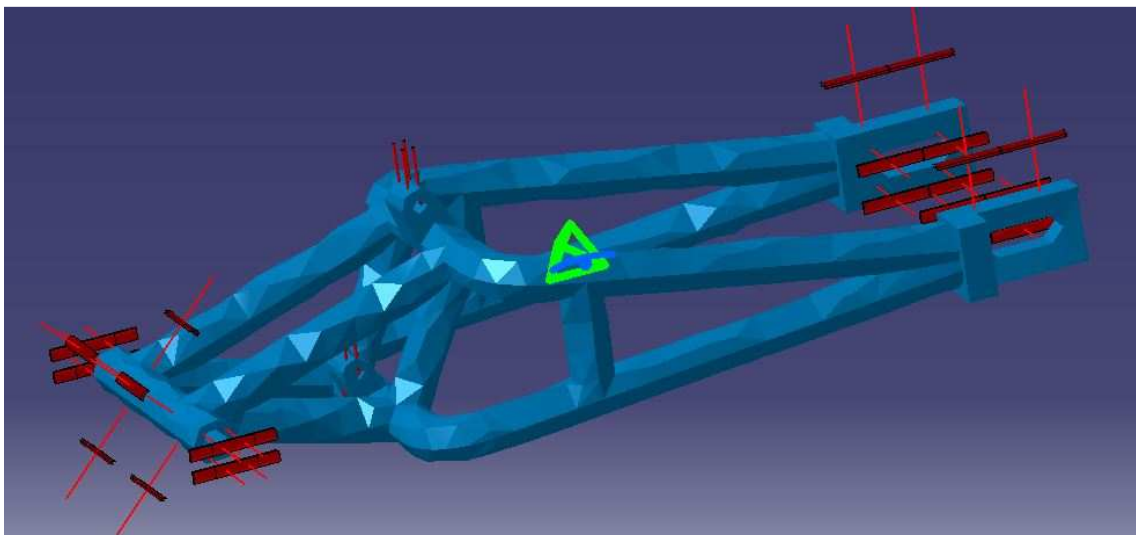


Figura 36. Condiciones de carga

Analizando el caso de una aceleración mediante elementos finitos obtenemos un desplazamiento máximo de 0.036 mm, este desplazamiento es algo superior al caso anterior,

por lo tanto podemos concluir que el uso de dos barras no favorece claramente a este esfuerzo.

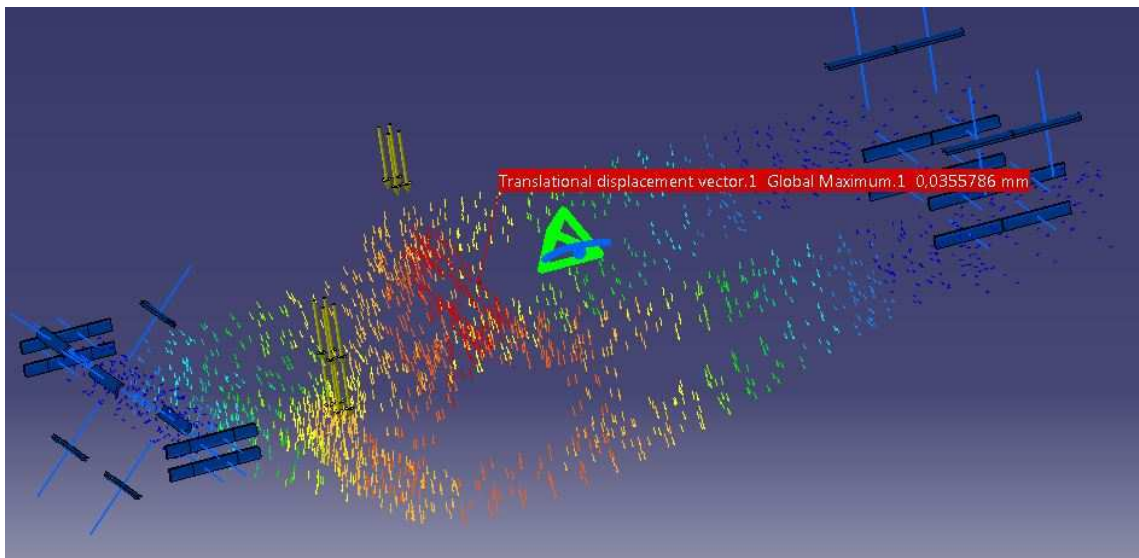


Figura 37. Desplazamiento máximo

Analizando el caso de entrada en curva obtenemos un desplazamiento de 0.96 mm. Este último valor también es algo superior al segundo diseño.



Figura 38. Desplazamiento máximo

El peso de este modelo también es de 10.08kg también algo superior al del segundo modelo.

Resumiendo esta propuesta de diseño obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 3. Resultados tercer diseño basculante

Desp. Aceleración (mm)	Desp. Curva (mm)	Peso (kg)	Fabricación
0.036	0.96	10.8	Fácil

5.2. Valoración de los diseños

Con los datos obtenidos se va a comparar los resultados en la tabla 4.

Tabla 4. Comparación de resultados basculante

	Diseño 1	Diseño 2	Diseño 3
Desplazamiento aceleración (mm)	0.038	0.033	0.036
Desplazamiento curva (mm)	0.81	0.94	0.96
Peso (kg)	15.8	9	10.08
Fabricación	Medio	Medio	Fácil

Observando la tabla vemos que no es fácil descartar cualquier diseño. El primer diseño tiene un peso excesivo y aunque el comportamiento en curva es algo mejor frente al resto de diseños no compensa. Comparando el segundo y el tercer diseño comprobamos que el segundo tiene un mejor comportamiento pero el único punto en contra es que la fabricación no es tan sencilla como en el tercer diseño, siendo este el único punto en contra se decide seguir con este diseño y gastarse algo de dinero en la subcontratación del doblado de tubos para la fabricación del basculante.

5.3. Optimización del diseño

Con el diseño escogido se debe optimizar para conseguir un peso razonable dentro de una rigidez ya que el diseño anterior estaba sobredimensionado. Los diseños anteriores se realizaron con tubos inventados ya que cuando se realizó el diseño no se conocía la colaboración de Reynolds, esta empresa nos suministra tubos acero de calidad 631 con las siguientes dimensiones:

Tabla 5. Tamaños tubos Reynolds

Diameter mm	Diameter Inch	Wall Thk mm	1 to 9 m £/m	10 to 49m £/m	50m + £/m
**Ø48.3	**1.902	2.6	14.46	13.15	12.05
Ø44.5	*1 3/4"	*2.5	18.73	17.03	15.61
Ø41.4	1 5/8"	1.2	17.00	15.45	14.17
Ø38.1	1 1/2"	1.2	17.39	15.81	14.50
Ø34.9	1 3/8"	1.2	19.43	17.66	16.19
Ø34.9	1 3/8"	1.0	16.78	15.25	13.98
Ø31.8	1 1/4"	1.2	21.09	19.17	17.57
Ø31.8	1 1/4"	1.0	18.19	16.53	15.16
Ø28.6	1 1/8"	1.15	18.75	17.05	15.63
Ø25.4	1"	1.2	20.86	18.97	17.39
Ø22.2	7/8"	1.2	22.49	20.45	18.74
Ø19.0	3/4"	1.2	21.13	19.20	17.60

En la tabla 6 podemos ver la composición del material suministrado:

Tabla 6. Materiales tubo Reynolds

REYNOLDS Steel Brands		853	631	725	525	953	931
Elements		(Weight %)					
Carbon	C	0.14-0.18	0.14-0.18	0.28-0.33	0.28-0.33	max 0.02	max 0.07
Silicon	Si	0.15-0.30	0.15-0.30	0.15-0.35	0.15-0.35	max 0.25	max 1.0
Manganese	Mn	1.6-1.8	1.6-1.8	0.40-0.60	0.40-0.60	max 0.25	max 1.0
Phosphorus	P	max 0.025	max 0.025	max 0.035	max 0.035	max 0.015	max 0.04
Sulphur	S	max 0.025	max 0.025	max 0.04	max 0.04	max 0.01	max 0.03
Chromium	Cr	1.90-2.10	1.90-2.10	0.80-1.10	0.80-1.10	11.0-12.5	15.5-17.5
Molybdenum	Mo	0.45-0.60	0.45-0.60	0.15-0.25	0.15-0.25	0.75-1.25	0
Nickel	Ni	max 0.20	max 0.20	0	0	10.8-11.3	3.0-5.0
Copper	Cu	max 0.30	max 0.30	0	0	0	3.0-5.0
Tin	Sn	max 0.020	max 0.020	0	0	0	0
Aluminium	Al	0.02-0.040	0.02-0.040	0	0	0	0
Titanium	Ti	0	0	0	0	1.5-1.8	(Nb+Ta max 0.45)

Este material tiene las propiedades físicas mostradas en la tabla 7.

Tabla 7. Propiedades físicas tubos Reynolds

REYNOLDS Steel Brands	853	631	725	525	953	931
Mechanical Properties						
UTS (min) (MPa)	1200	800	1050	750	1650	1100
YS (min) (MPa)	1000	650	800	600	1450	1000
E% min	8	10	8	10	8	8
Poisson's Ratio	0.34	0.34	0.34	0.34	0.30	0.32

Con los datos finales se realiza un mallado mucho más fino para que el resultado sea el más aproximado posible.

Primero se realiza con tubos de 22.2 mm de diámetro con un espesor de pared de 1.2 mm, el resultado es el siguiente:

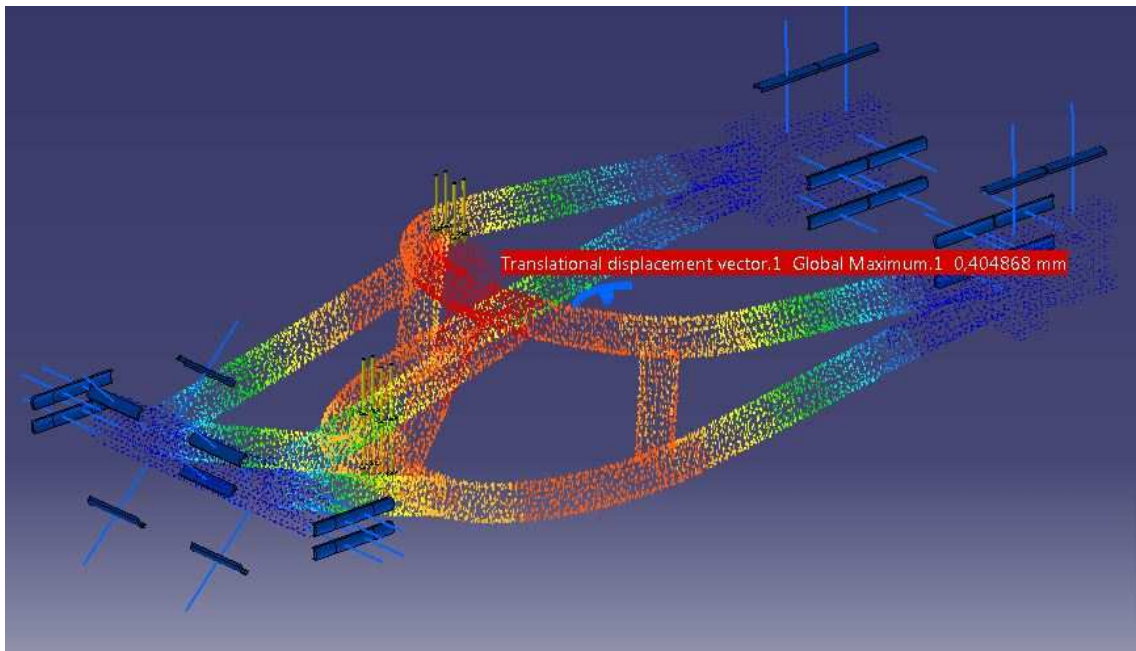


Figura 39. Desplazamiento máximo en aceleración

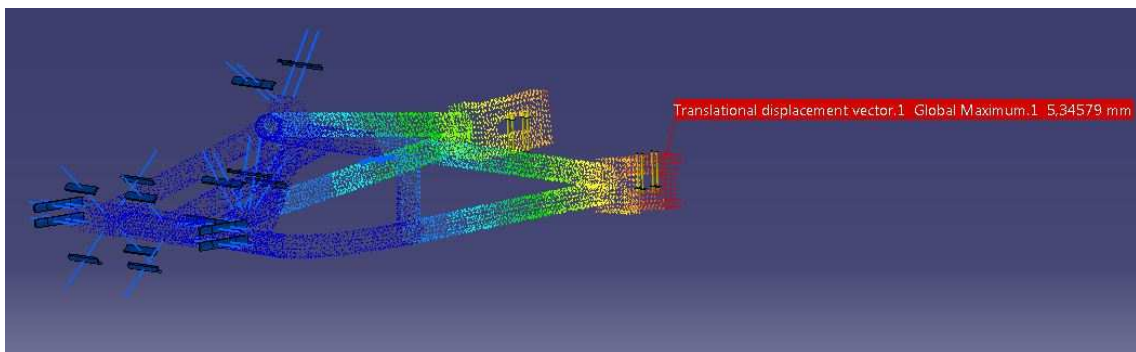


Figura 40. Desplazamiento máximo en curva

Viendo las figuras 39 y 40 podemos ver que existe un problema de esfuerzos en entrada en curva, el problema no es tan grave porque las fuerzas están exageradas, pero es conveniente probar con otros tubos de mayor diámetro para ver si se reduce este desplazamiento. El peso de la estructura se ha reducido a 3 kg.

Ahora se realiza lo mismo pero con tubos de diámetro 25.4 mm y un espesor de pared de 1.2 mm.

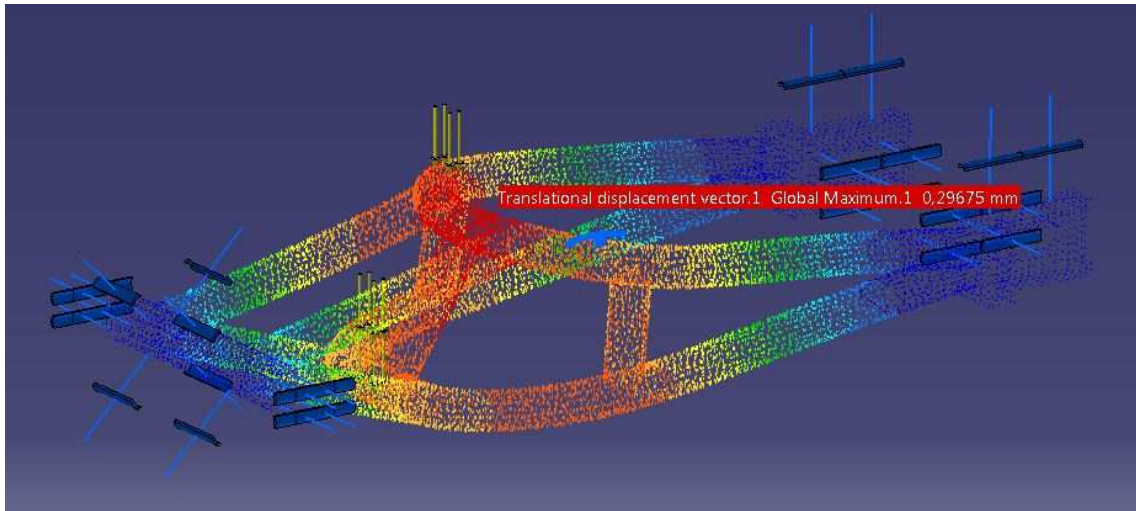


Figura 41. Desplazamiento máximo en aceleración

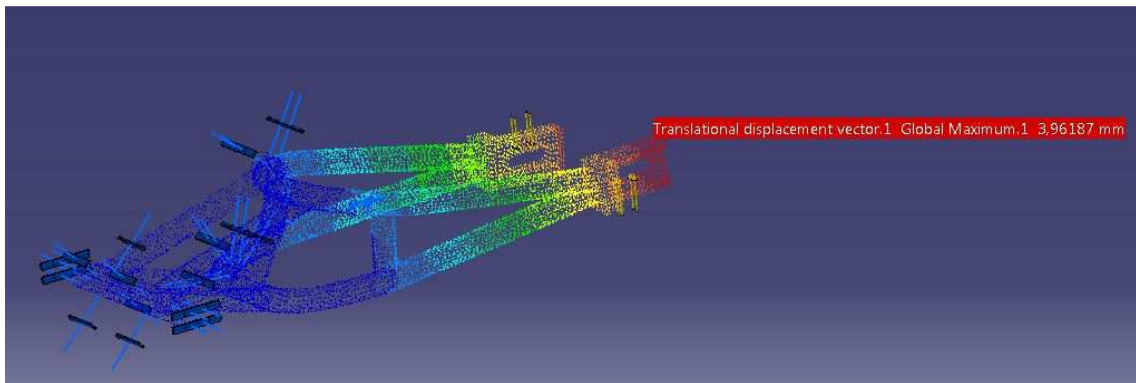


Figura 42. Desplazamiento máximo en curva

Esta estructura pesa 3.18 kg, como vemos el aumento de sección de los tubos no aumenta mucho el peso de la estructura y mejora considerablemente los desplazamientos generados en las curvas.

No tiene sentido aumentar más el diámetro de todos los tubos ya que como se puede ver solo las “horquillas” son las responsables de aguantar este esfuerzo, por lo tanto en el siguiente paso solo se va a aumentar la sección de dichos tubos hasta un diámetro de 28.6 mm con un espesor de 1.15 mm.

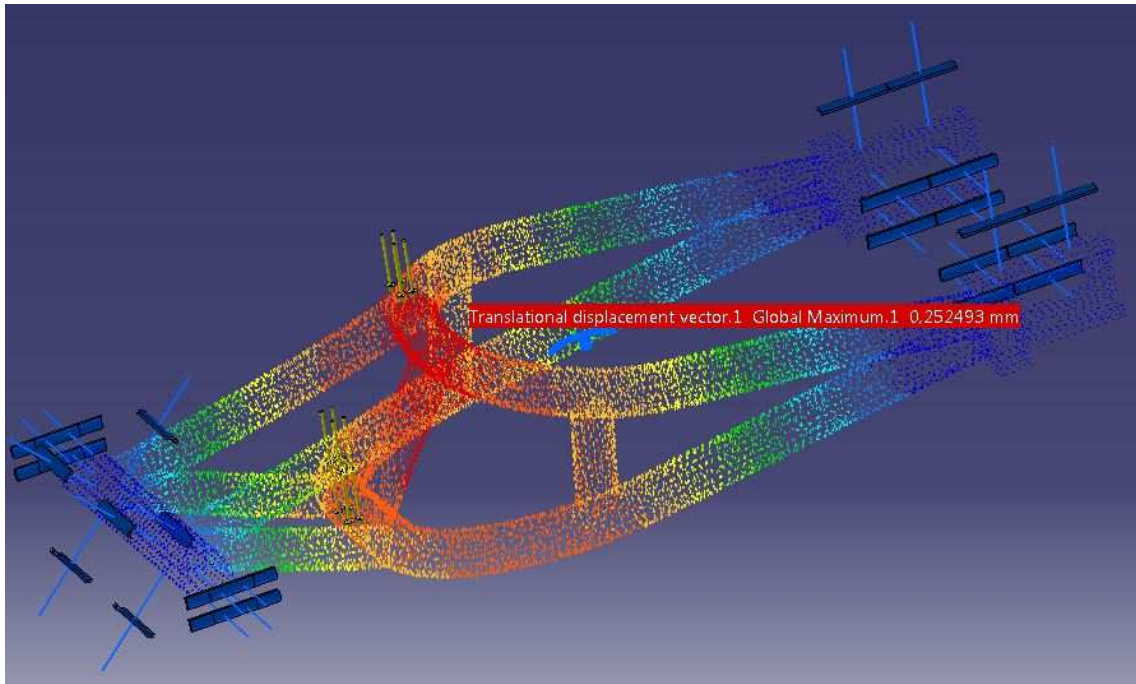


Figura 43. Desplazamiento máximo en aceleración

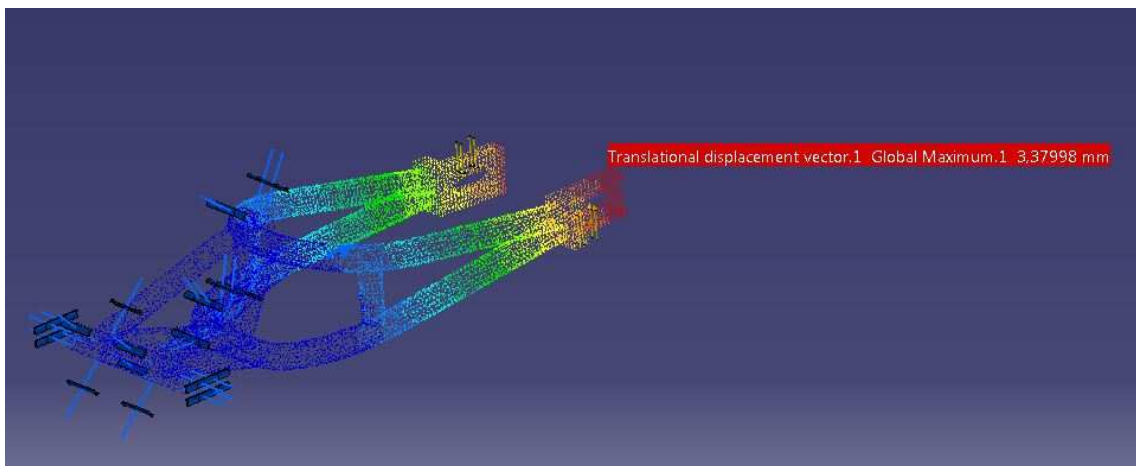


Figura 44. Desplazamiento máximo en curva

Este último modelo tiene un peso de 3.23 kg, presenta un desplazamiento ante una aceleración de 0.25mm y un desplazamiento de 3.38 mm en curva. El último desplazamiento es demasiado elevado y debería situarse por debajo de 3 mm, siguiendo por esta línea se puede conseguir pero habría que aumentar demasiado el diámetro de los tubos de las horquillas así que se decide aumentar el ángulo que forman las dos horquillas con la intención de que la sección en la zona de apoyo del basculante sea mayor, concretamente la horquilla superior forma 20 grados con el plano horizontal (el que une el eje del basculante con el eje de la rueda) frente a los 10 grados que formaba en el diseño anterior. El resultado puede verse en la figura 45.

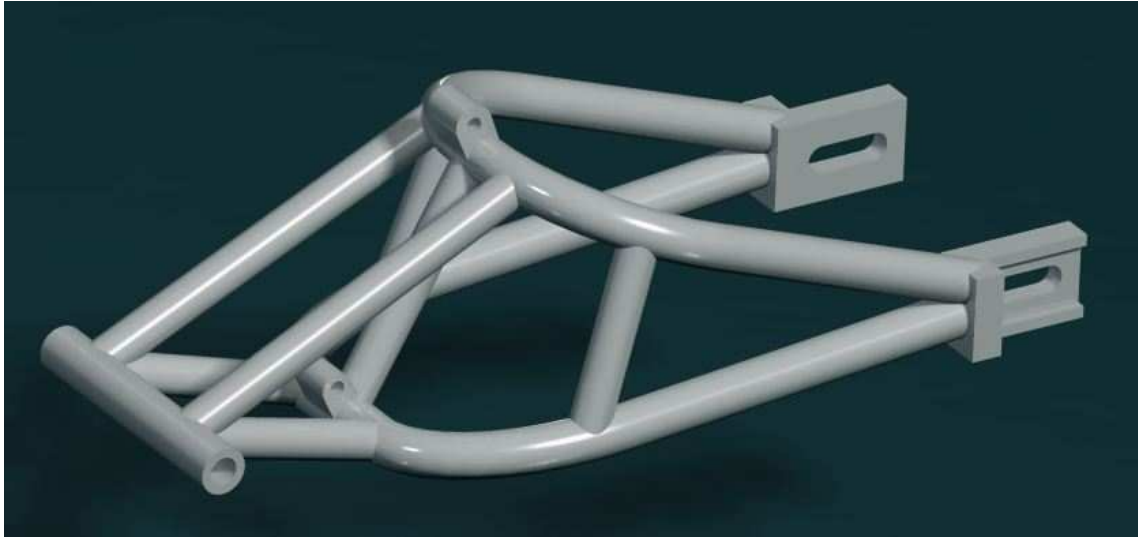


Figura 45. Diseño final de basculante

Con este cambio podemos ver que el comportamiento mejora sustancialmente hasta alcanzar 0.2 mm de desplazamiento en el primer caso y 2.05 mm en el segundo. Esto entra dentro de los objetivos planteados y tiene un peso de 3.46 kg.

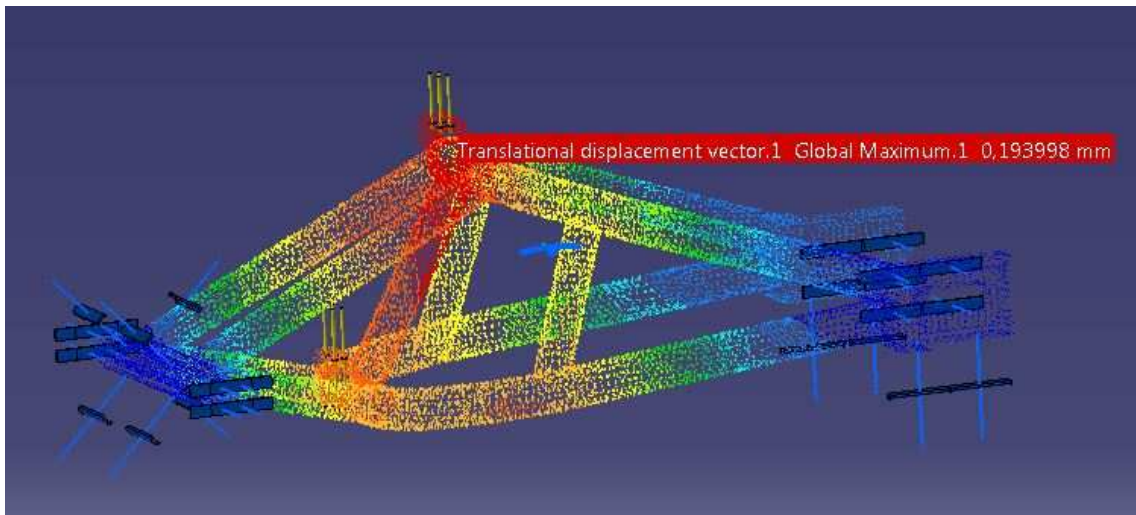


Figura 46. Desplazamiento máximo en aceleración

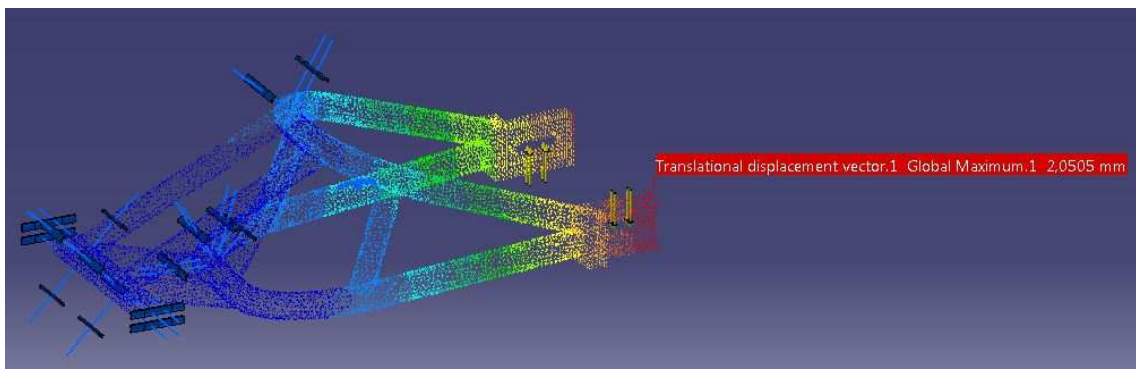


Figura 47. Desplazamiento máximo en curva

El tubo 2 también debe ser doblado de forma parabólica, a continuación se muestra la mitad del tubo siendo la otra mitad simétrica:

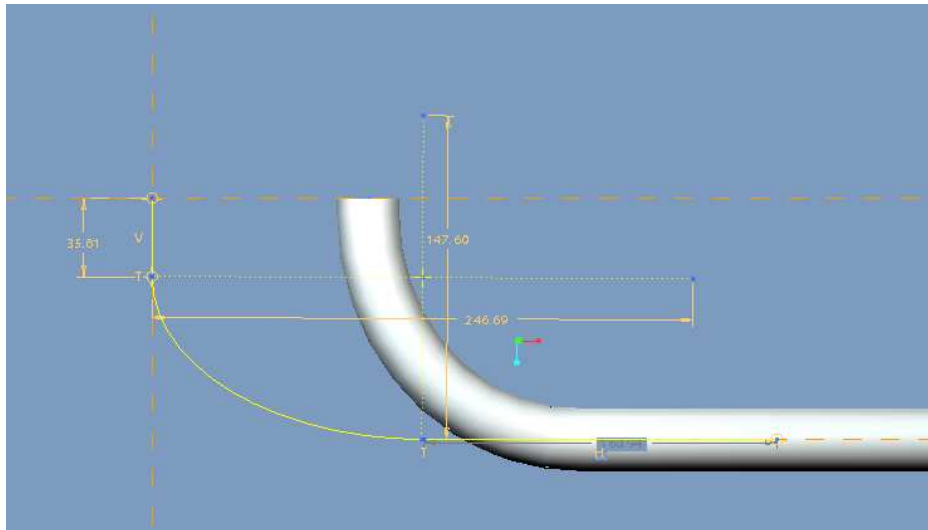


Figura 50. Esbozo tubo 2

Habiendo realizado el doblado de los tubos se pasa a acondicionarlos para la soldadura, el extremo de cada tubo debe tener la forma para que case perfectamente con el tubo con el que va a ser soldado, para conocer estas formas se recurre a el software LOGITRACE que indicando el diámetro de los dos tubos y el ángulo que forman se calcula el perfil que debe tener el tubo.

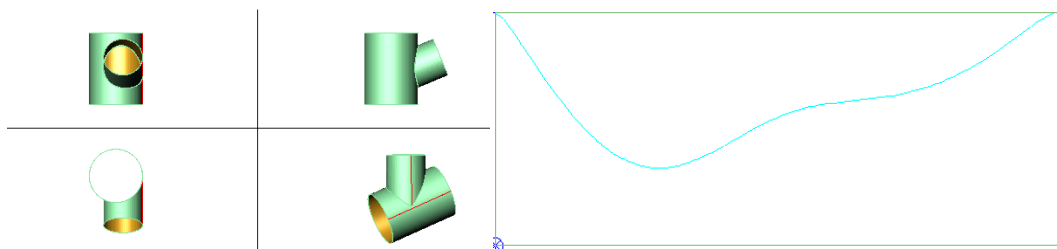


Figura 51. Perfil de corte de tubos

Este perfil, figura 51 derecha, se imprime y se coloca alrededor del tubo indicando la forma que debe tener. Finalmente se sueldan los tubos, afortunadamente en el equipo se cuenta con un soldador.

6. Sistema de suspensión

Para un buen diseño de suspensión el primer objetivo que se tiene que conseguir es aprovechar casi la totalidad del amortiguador con el recorrido de la rueda deseado, en nuestro caso el amortiguador que da la organización de la competición tiene un recorrido útil de 50 mm (hace tope a los 54mm) y el recorrido máximo que se desea en la rueda es de 110mm, y el segundo objetivo es conseguir una progresividad en la amortiguación, es decir, que en pequeñas vibraciones el sistema no sea muy duro pero se vaya endureciendo a medida que el amortiguador llega a su máxima compresión. En la tabla 8 se pueden ver las características del amortiguador obtenidas del manual de taller de la Yamaha YZFR 125.

Tabla 8. Características amortiguador

Suspensión trasera	
Tipo	Basculante (suspensión articulada)
Tipo de muelle/amortiguador	Muelle helicoidal/amortiguador de aceite
Recorrido del conjunto de amortiguador trasero	54.0 mm (2.13 in)
Longitud libre del muelle	162.0 mm (6.38 in)
Longitud montada	155.0 mm (6.10 in)
Tensión del muelle K1	103.00 N/mm (588.13 lb/in) (10.50 kgf/mm)
Carrera del muelle K1	0.0–54.0 mm (0.00–2.13 in)
Muelle opcional disponible	No

Desde un primer momento se decidió que se iba a usar bieletas o un sistema similar que consiguiese la progresión deseada en el sistema, esto descarto el sistema más sencillo que es la conexión directa entre chasis y basculante.

6.1. Sistemas de suspensión

6.1.1. Primer sistema de suspensión

El primer diseño por el que se optó fue por uno que mantuviese el amortiguador lo más bajo posible con un sistema de bieletas, este sistema es muy parecido al empleado en la MS1.



Figura 52. Primer sistema suspensión

Este sistema tiene el inconveniente de que necesita dos puntos de unión con el chasis (el *linker* y la cabeza del amortiguador).

6.1.2. Segundo sistema de suspensión

El segundo diseño estuvo inspirado en el tipo de bieletas que usa Ducati, emplea un balancín que se sitúa en la parte superior del amortiguador. Tiene la ventaja de que solo es necesario un punto de anclaje con el chasis.

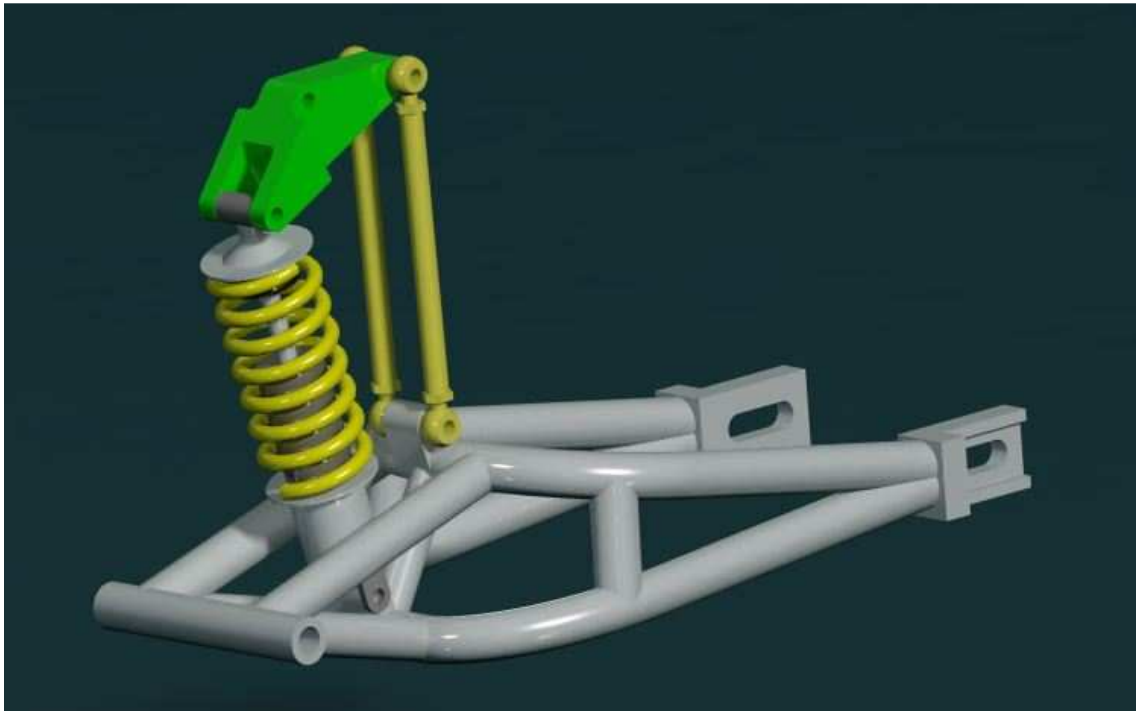


Figura 53. Segundo sistema de suspensión

6.1.3. Tercer sistema de suspensión

Este diseño busca la innovación, basándose en un sistema parecido al Britten mencionado anteriormente. Este diseño trata de acercar todos los pesos al centro de gravedad de la moto para hacerla más manejable y también tiene la ventaja de dejar mucho hueco en la parte posterior de la moto.

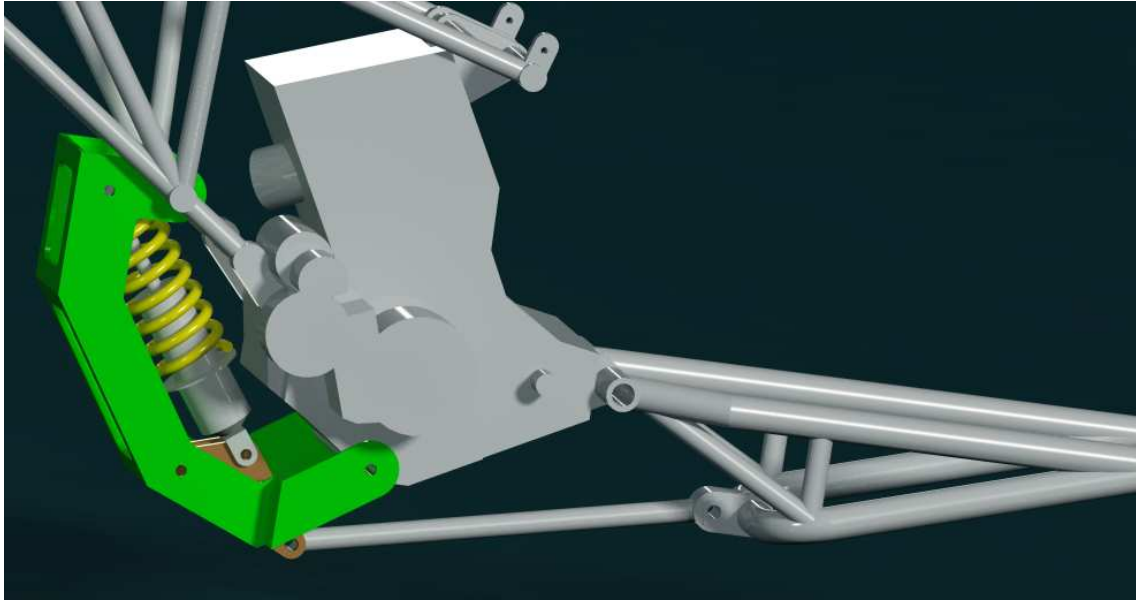


Figura 54. Tercer sistema de suspensión

6.2. Valoración de los sistemas de suspensión

El tercer sistema tiene el inconveniente de que no deja espacio para el radiador y habría que buscar una solución como poner dos más pequeños a los lados con un rendimiento inferior, además optimizar este sistema jugando con las geometrías es complicado por la limitación de espacio de la que se dispone en esta zona de la moto, recordamos que se debe respetar el recorrido completo de la horquilla delantera.

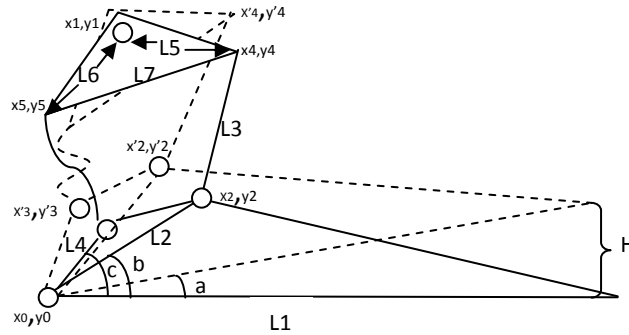
El primer sistema tenemos la ventaja de que se usó el año pasado y solo tendríamos que implementar el modelo anterior, pero este año va a haber una gran innovación en cuanto a chasis con la idea de hacer una moto autoportante, esto implica que el chasis es muy corto y no “abrazo” al motor dificultando el anclaje del amortiguador y del *linker*, se optó por anclar la cabeza del amortiguador a el anclaje inferior del motor pero seguíamos teniendo el problema del *linker* por lo tanto este modelo se debe descartar por ser incompatible con el resto de la moto.

Esto nos deja como finalista el segundo sistema, este tiene la ventaja de anclarse por la parte superior del basculante facilitando la unión con la idea de chasis que se iba a desarrollar, tiene la ventaja adicional de que con cambiar las dimensiones de la bieleta se puede conseguir un distinto funcionamiento. Como inconvenientes se puede mencionar la mayor complejidad del sistema teniendo que diseñar más elementos y el aumento de peso.

6.3. Optimización del diseño.

Para la optimización del diseño se puede usar un software comercial pero su precio es elevado asique se realizaran los cálculos a mano para poder ver como varia la relación entre el desplazamiento de la rueda y la compresión del amortiguador.

6.3.1. Cálculos



Los parámetros de entrada del diseño son (todas las coordenadas están referenciadas a (X_0, Y_0)):

$H, L1, L2, L3, L4, L5, L6, L7, (X_1, Y_1)$ y los ángulos: b y c .

$$a = \arcsin \frac{H}{L1}$$

$$X_2 = \cos(b) * L2 \quad Y_2 = \sin(b) * L2$$

$$X'_2 = \cos(a + b) * L2 \quad Y'_2 = \sin(a + b) * L2$$

$$X_3 = \cos(c) * L4 \quad Y_3 = \sin(c) * L4$$

$$X'_3 = \cos(c + a) * L4 \quad Y'_3 = \sin(c + a) * L4$$

Asumiendo que el centro de coordenadas estuviera en X_1, Y_1 , las coordenadas (X_2, Y_2) y (X'_2, Y'_2) serían ahora (respecto a (X_1, Y_1)):

$$X_{n2} = X_2 - X_1$$

$$Y_{n2} = Y_2 - Y_1$$

$$X'_{n2} = X'_2 - X_1$$

$$Y'_{n2} = Y'_2 - Y_1$$

Por tanto las coordenadas (X_{n4}, Y_{n4}) serán, respecto de (X_1, Y_1) :

$$X_{n4}^2 + Y_{n4}^2 = L_5^2 \Rightarrow X_{n4} = \sqrt{L_5^2 - Y_{n4}^2}$$

$$(X_{n4} - X_{n2})^2 + (Y_{n4} - Y_{n2})^2 = L_3^2 \Rightarrow X_{n4}^2 + X_{n2}^2 - 2X_{n2}X_{n4} + Y_{n4}^2 + Y_{n2}^2 - 2Y_{n2}Y_{n4} = L_3^2$$

$$L_5^2 - Y_{n4}^2 + X_{n2}^2 - 2X_{n2}\sqrt{L_5^2 - Y_{n4}^2} + Y_{n4}^2 + Y_{n2}^2 - 2Y_{n2}Y_{n4} = L_3^2 \Rightarrow$$

$$2X_{n2}\sqrt{L_5^2 - Y_{n4}^2} + 2Y_{n2}Y_{n4} = -L_3^2 + L_5^2 + X_{n2}^2 + Y_{n2}^2 = K \Rightarrow 2X_{n2}\sqrt{L_5^2 - Y_{n4}^2} = K - 2Y_{n2}Y_{n4}$$

$$4X_{n2}^2(L_5^2 - Y_{n4}^2) = K^2 + 4Y_{n2}^2Y_{n4}^2 - 4KY_{n2}Y_{n4} \Rightarrow$$

$$-4X_{n2}^2Y_{n4}^2 + 4X_{n2}^2L_5^2 - 4Y_{n2}^2Y_{n4}^2 + 4KY_{n2}Y_{n4} - K^2 = 0 \Rightarrow$$

$$-4(X_{n2}^2 + Y_{n2}^2)Y_{n4}^2 + 4KY_{n2}Y_{n4} - K^2 + 4X_{n2}^2L_5^2 = 0 \Rightarrow$$

$$Y_{n4} = \frac{-4KY_{n2} \pm \sqrt{16K^2Y_{n2}^2 + 16(X_{n2}^2 + Y_{n2}^2)(-K^2 + 4X_{n2}^2L_5^2)}}{-8(X_{n2}^2 + Y_{n2}^2)}$$

$$Y_{n4} = \frac{KY_{n2} \pm \sqrt{K^2Y_{n2}^2 + (X_{n2}^2 + Y_{n2}^2)(-K^2 + 4X_{n2}^2L_5^2)}}{2(X_{n2}^2 + Y_{n2}^2)}$$

$$X_{n4} = \sqrt{L_5^2 - Y_{n4}^2}$$

Se rechaza la solución que de menor valor X_{n4}

De forma similar obtenemos (X'_{n4}, Y'_{n4}) , sustituyendo X_{n2} por X'_{n2} y Y_{n2} por Y'_{n2}

Entonces:

$$K' = -L_3^2 + L_5^2 + X'^2_{n2} + Y'^2_{n2}$$

$$Y'_{n4} = \frac{K'Y'_{n2} \pm \sqrt{K'^2Y'^2_{n2} + 16(X'^2_{n2} + Y'^2_{n2})(-K'^2 + 4X'^2_{n2}L_5^2)}}{2(X'^2_{n2} + Y'^2_{n2})}$$

$$X'_{n4} = \sqrt{L_5^2 - Y'^2_{n4}}$$

Al igual que con X_{n4} se rechaza la solución con menor valor X'_{n4}

Las coordenadas de (X_5, Y_5) serán (respecto del origen en (X_1, Y_1)):

$$L_6^2 = X_{n5}^2 + Y_{n5}^2 \quad X_{n5} = \sqrt{L_6^2 - Y_{n5}^2}$$

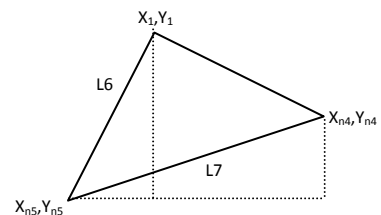
$$L_7^2 = (X_{n5} - X_{n4})^2 + (Y_{n5} - Y_{n4})^2$$

$$X_{n5}^2 + X_{n4}^2 - 2X_{n4}X_{n5} + Y_{n5}^2 + Y_{n4}^2 - 2Y_{n4}Y_{n5} = L_7^2$$

$$L_6^2 - Y_{n5}^2 + X_{n4}^2 + Y_{n5}^2 + Y_{n4}^2 - 2Y_{n4}Y_{n5} - L_7^2 = 2X_{n4}\sqrt{L_6^2 - Y_{n5}^2}$$

$$\text{Haciendo } K_2 = L_6^2 + X_{n4}^2 + Y_{n4}^2 - L_7^2 \text{ tenemos } K_2 - 2Y_{n4}Y_{n5} = 2X_{n4}\sqrt{L_6^2 - Y_{n5}^2}$$

$$K_2^2 + 4Y_{n4}^2Y_{n5}^2 - 4K_2Y_{n4}Y_{n5} = 4X_{n4}^2(L_6^2 - Y_{n5}^2)$$



$$4(Y_{n4}^2 + X_{n4}^2)Y_{n5}^2 - 4K_2Y_{n4}Y_{n5} + K_2^2 - 4X_{n4}^2L6^2 = 0$$

$$Y_{n5} = \frac{4K_2Y_{n4} \pm \sqrt{16K_2^2Y_{n4}^2 - 16(Y_{n4}^2 + X_{n4}^2)(K_2^2 - 4X_{n4}^2L6^2)}}{8(Y_{n4}^2 + X_{n4}^2)}$$

$$Y_{n5} = \frac{K_2Y_{n4} \pm \sqrt{K_2^2Y_{n4}^2 - (Y_{n4}^2 + X_{n4}^2)(K_2^2 - 4X_{n4}^2L6^2)}}{2(Y_{n4}^2 + X_{n4}^2)} \quad X_{n5} = \sqrt{L6^2 - Y_{n5}^2}$$

De las dos posibles soluciones rechazamos la de mayor valor Y_{n5} .

De forma similar obtendríamos (X'_{n5}, Y'_{n5}) , tras el desplazamiento (siempre respecto al origen en (X_1, Y_1)):

$$K'_2 = L6^2 + X'^2_{n4} + Y'^2_{n4} - L7^2$$

$$Y'_{n5} = \frac{K'_2Y'_{n4} \pm \sqrt{K'^2_2Y'^2_{n4} - (Y'^2_{n4} + X'^2_{n4})(K'^2_2 - 4X'^2_{n4}L6^2)}}{2(Y'^2_{n4} + X'^2_{n4})} \quad X'_{n5} = \sqrt{L6^2 - Y'^2_{n5}}$$

Como en Y_{n5} , se rechaza la solución con mayor valor Y'_{n5} .

Trasladando las coordenadas (X_{n5}, Y_{n5}) y (X'_{n5}, Y'_{n5}) al origen (X_0, Y_0) :

$$X_5 = X_1 + X_{n5} \quad Y_5 = Y_1 + Y_{n5}$$

$$X'_5 = X_1 + X'_{n5} \quad Y'_5 = Y_1 + Y'_{n5}$$

La longitud inicial del muelle será la distancia entre los puntos (X_3, Y_3) y (X_5, Y_5) :

$$D = \sqrt{(X_5 - X_3)^2 + (Y_5 - Y_3)^2}$$

Mientras que su longitud después del desplazamiento H será la distancia entre los puntos (X'_3, Y'_3) y (X'_5, Y'_5) :

$$D' = \sqrt{(X'_5 - X'_3)^2 + (Y'_5 - Y'_3)^2}$$

6.3.2. Geometría final

Los cálculos son muy engorrosos por lo tanto se realiza una simulación con el Pro-Engineer, el primer objetivo es conseguir utilizar prácticamente la totalidad del recorrido de amortiguación para el desplazamiento de la rueda deseado. Para conseguirlo se debe modificar la geometría, las variables que se van a modificar son las siguientes:

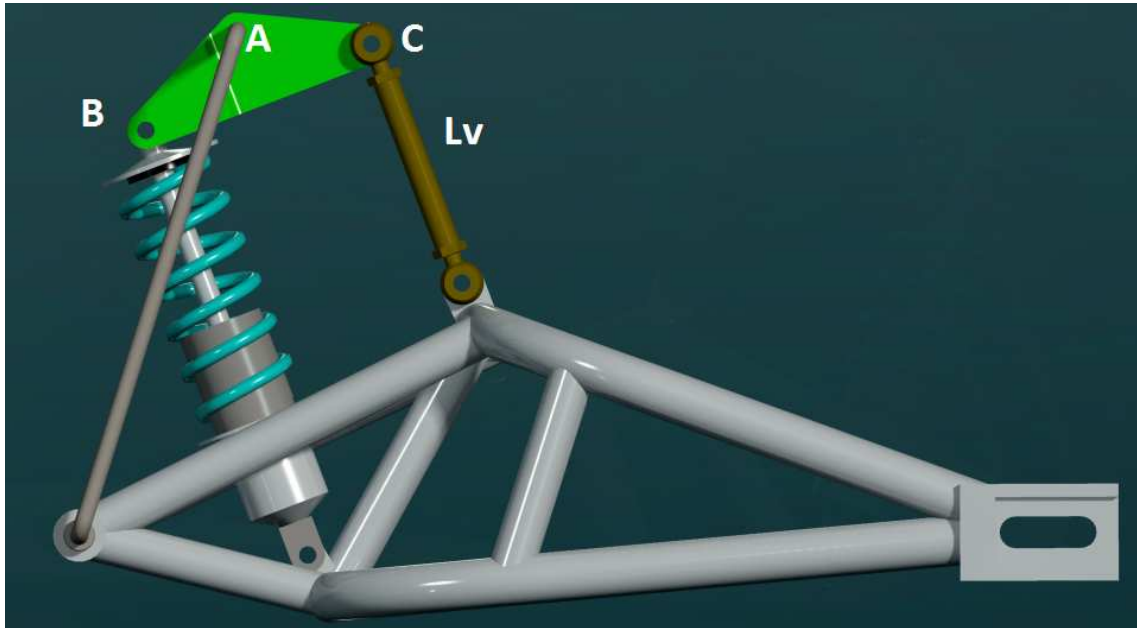


Figura 55. Variables geometría final

Variables:

- Longitud de la varilla (L_v)
- Distancia entre los puntos del balancín (L_{A-B} , L_{A-C} , L_{B-C})

Datos:

- Longitud del basculante (L)

El resultado serán las siguientes dimensiones:

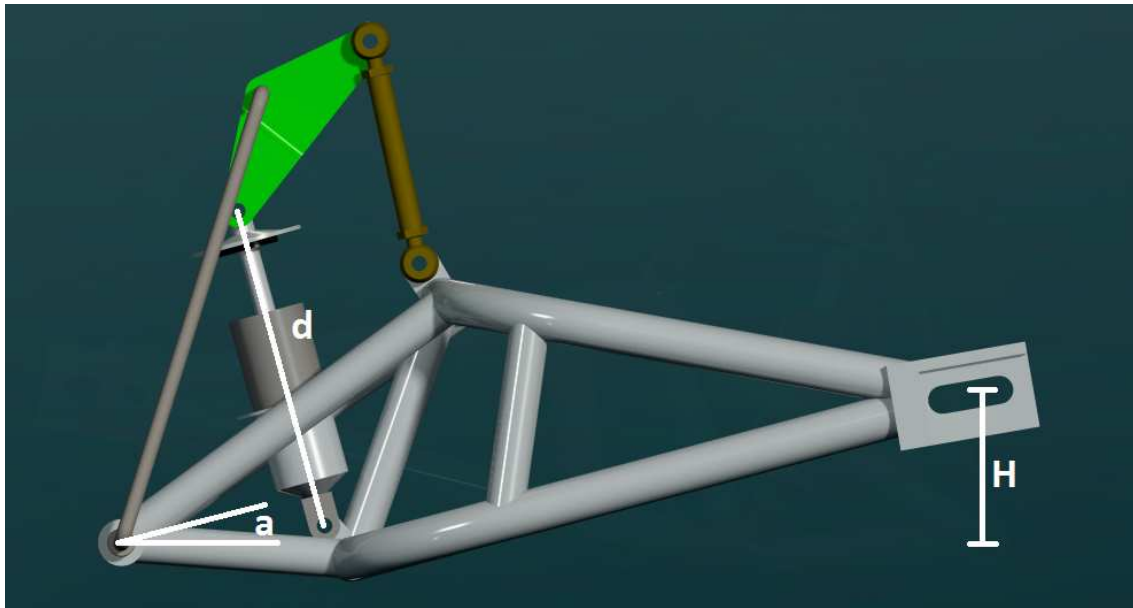


Figura 56. Incógnitas geometría final

Los datos de partida son los siguientes:

Tabla 9. Variables conjunto

L (mm)	L _v (mm)	L _{A-B} (mm)	L _{A-C} (mm)	L _{B-C} (mm)
550	145	76.6	76.6	137.2

Resultado:

Tabla 10. Resultado del conjunto

α (°)	H (mm)	Δd (mm)
9,85342	94,12049621	50

Como podemos ver el limitante del movimiento es el amortiguador que hace tope antes de que la rueda trasera ascienda la altura deseada. El correcto funcionamiento se puede obtener de muchas maneras ya que tenemos 4 variables, pero el diseño tiene que ser lo más progresivo posible y eso se va a conseguir alineando lo máximo posible el amortiguador con el eje de rotación del balancín. El amortiguador nunca debería alinearse totalmente porque se produciría un bloqueo en la suspensión.

Finalmente se obtiene la geometría ilustrada en la tabla 11.

Tabla 11. Variables conjunto final

L (mm)	L _v (mm)	L _{A-B} (mm)	L _{A-C} (mm)	L _{B-C} (mm)
550	130	71.06	87.66	133.1

Obteniendo unos desplazamientos:

Tabla 12. Resultados del conjunto final

α (°)	H (mm)	Δd (mm)
11.54	110.004	50

6.4. Análisis de los componentes de la suspensión

6.4.1.1. Balancín

El balancín será de aluminio 2014 cuyas propiedades son las siguientes:

Tabla 13. Propiedades aluminio 2014

Coeficiente de Poisson	0.33
Módulo de Young (Mpa)	73084.4
Límite elástico (MPa)	165
Densidad (kg/m³)	2793.55

Para realizar un estudio de elementos finitos de este componente se deben conocer las cargas que actúan, al tratarse de una pieza que girara durante su funcionamiento esta carga va a actuar en un rango de 37.59° y aunque su valor va a ir variando se comprobará para todo el rango con el peor caso posible.

A continuación se ilustran tres casos posibles:

- Con la fuerza a 0°. Tensión máxima de Von Mises de 22.424 MPa.

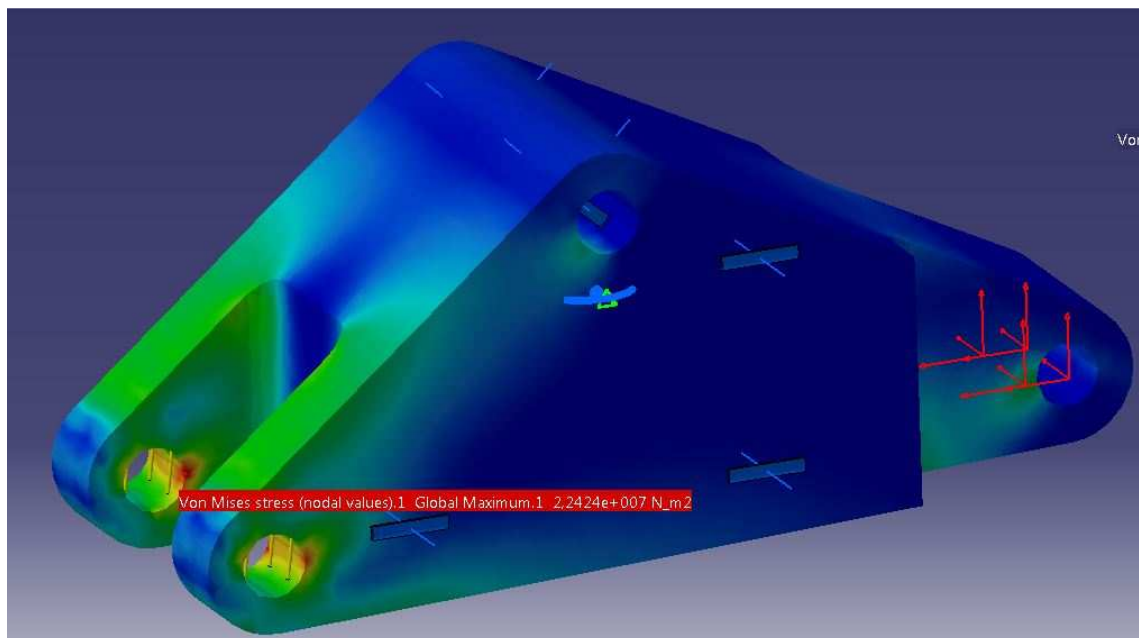


Figura 57. Tensión máxima Von mises

- Con la fuerza a 18.8° Tensión máxima de Von Mises de 22.68 MPa.

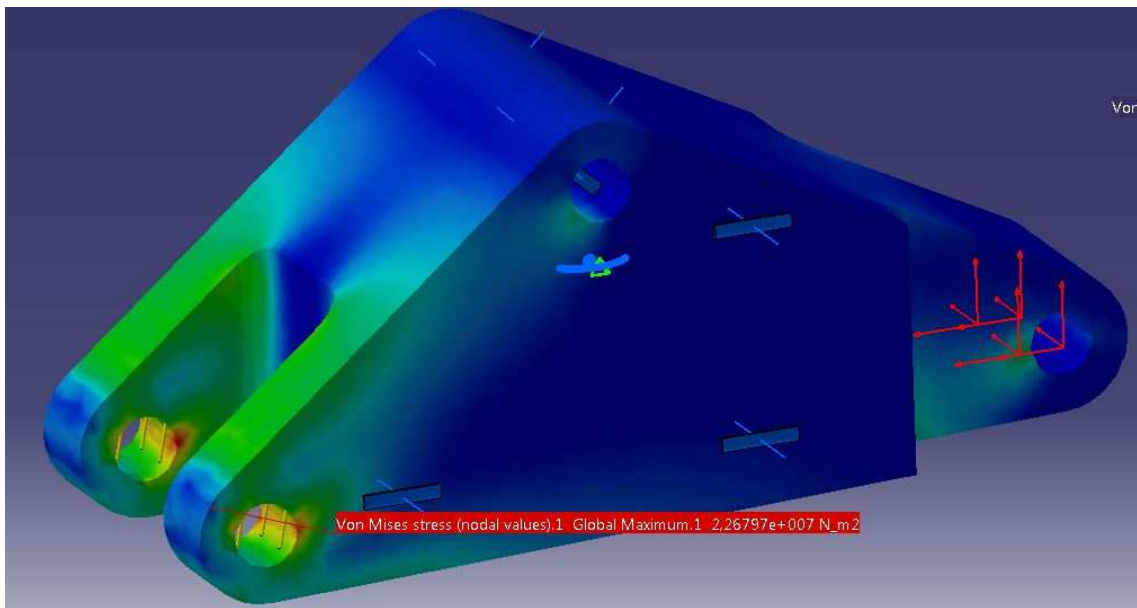


Figura 58. Tensión máxima Von mises

- Con la fuerza a 37.59°. Tensión máxima de Von Mises de 23.759 MPa.

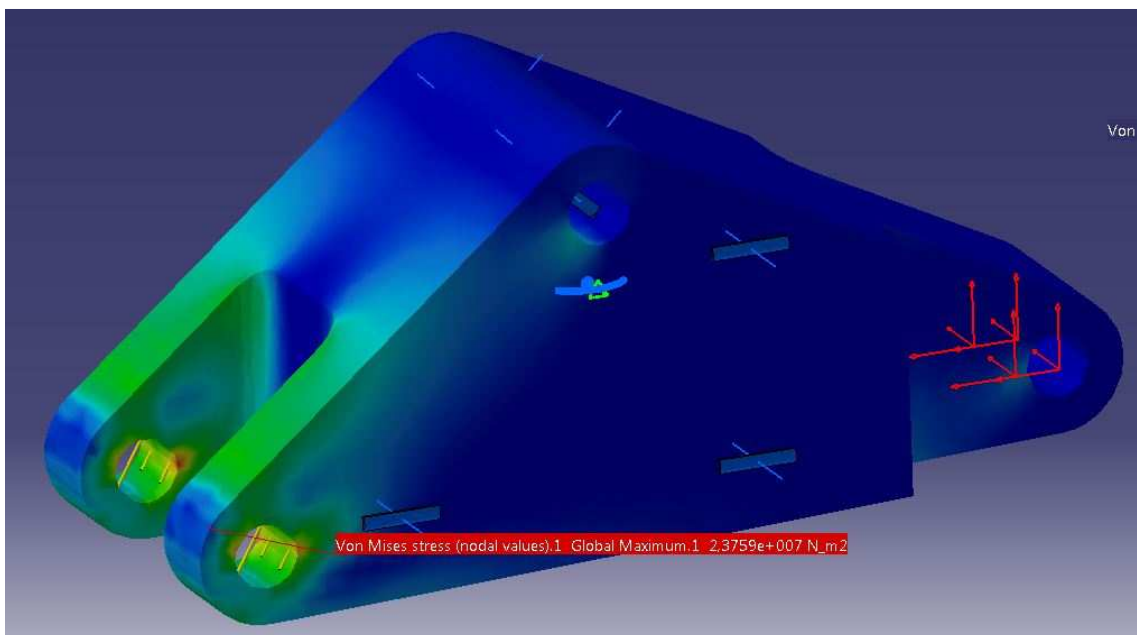


Figura 59. Tensión máxima Von mises

Como podemos ver en el caso más desfavorable la tensión máxima de Von Mises es de 24.195 MPa, esto supondría un coeficiente de seguridad de casi 7.

$$c. s. = \frac{165}{24.195} = 6.8$$

Se puede trabajar con un coeficiente de seguridad más ajustado ganando algo de peso, pero no compensa la disminución de peso que se gana al riesgo que supone.

6.4.2. Tirantes

Los tirantes se componen de un cilindro de acero roscado por ambos lados pero en sentido contrario de manera que sea fácil de graduar la distancia, dos rotulas que se usaran las SKF y dos tuercas de presión.

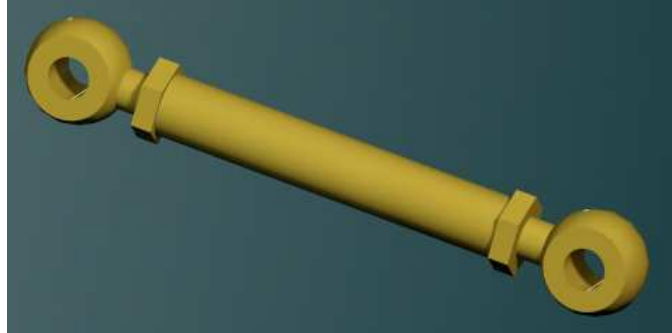


Figura 60. Tirante

El cálculo de las rotulas se realizara en el siguiente capítulo, el calculo que se va a realizar en este apartado es el del cilindro. Este será de acero con las siguientes propiedades:

Tabla 14. Propiedades acero utilizado

Coefficiente de Poisson	0.27
Módulo de Young (Mpa)	$2 \cdot 10^5$
Límite elástico (MPa)	235
Densidad (kg/m³)	7827.08

Mediante elementos finitos se puede comprobar que este componente soporta ampliamente los esfuerzos de compresión a los que son sometidos.

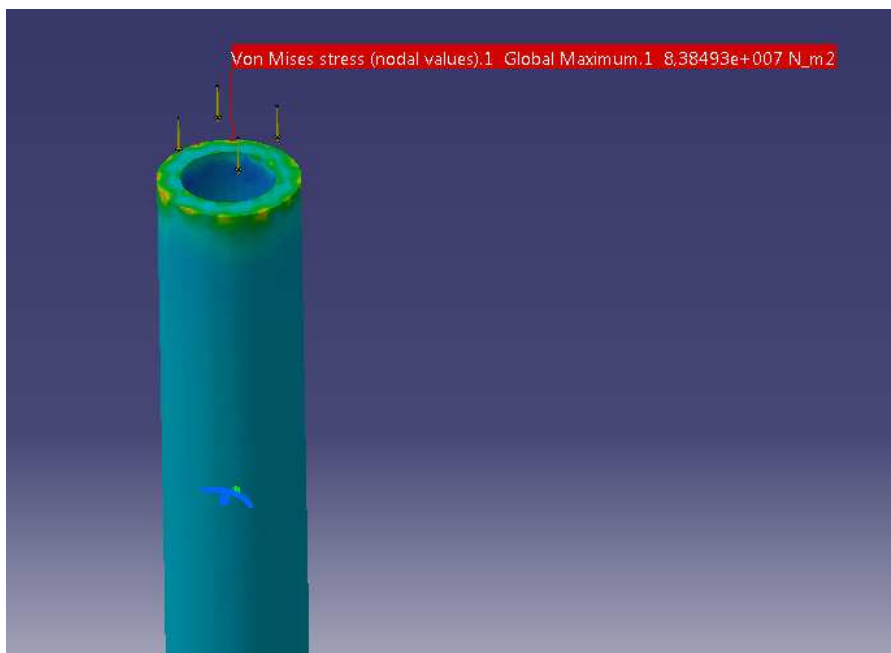


Figura 61. Tensión máxima de Von Mises

Con un coeficiente de seguridad de

$$c.s. = \frac{235}{83.85} = 2.8$$

Este coeficiente de seguridad es demasiado pequeño por lo tanto se pasa a rediseñar la pieza aumentando el espesor del cilindro. Y se redondean los extremos para evitar concentrador de tensiones hasta conseguir el siguiente coeficiente de seguridad

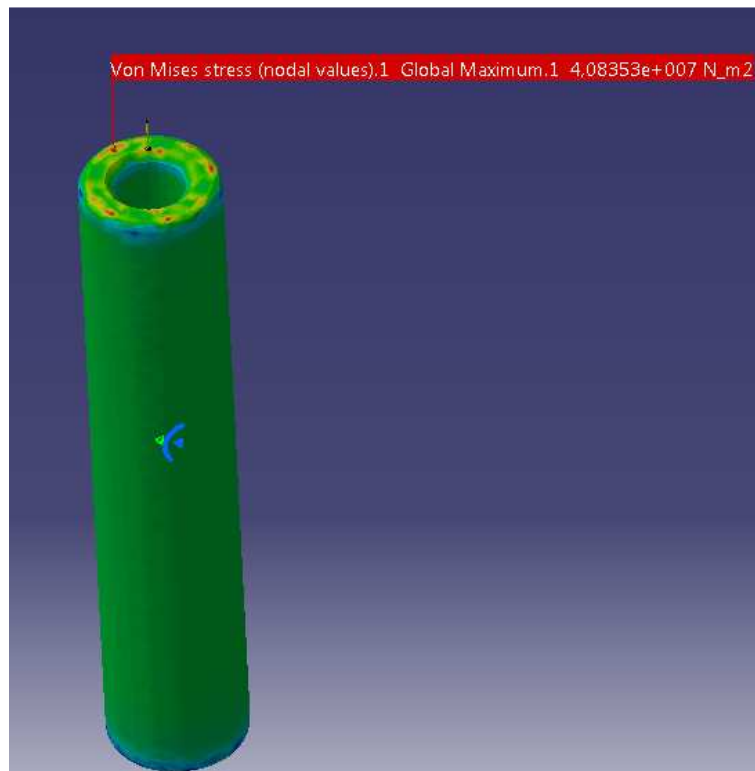


Figura 62. Tensión máxima de Von mises

$$c.s. = \frac{235}{40.8353} = 5.75$$

Este resultado es aceptable, y se consideran validas teniendo en cuenta que las fuerzas están sobredimensionadas.

Al tratarse de un componente susceptible a pandeo se debe estudiar este caso, para este estudio se empleara el método de Euler.

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{L_p^2}$$

Pero primero se debe comprobar si es aplicable este método.

$$\lambda > 105$$

Donde la esbeltez es la relación entre la longitud de pandeo y el radio de giro mínimo de la sección.

$$\lambda = \frac{L_p}{R_g}$$

Donde el radio de giro mínimo es:

$$R_g = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}}$$

Y la longitud de pandeo es lo siguiente:

$$L_p = \beta \cdot L$$

β es el coeficiente de pandeo

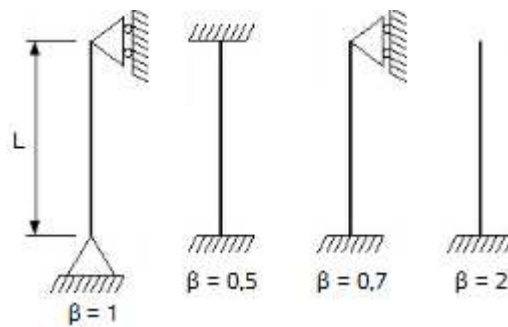


Figura 63. Factor *beta*

En nuestro caso al tratarse de un cilindro con una rotula en cada extremo nos encontramos en el primer caso, *barra biarticulada*.

Nuestros datos son los siguientes:

$$L=85\text{mm}$$

$$D_e=16\text{mm}$$

$$D_i=8\text{mm}$$

Realizando los cálculos:

$$L_p = \beta \cdot L = 1 \cdot 85\text{mm} = 85\text{mm}$$

$$I_{min} = \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (16^4 - 8^4) = 3015.928947 \approx 3016\text{mm}^4$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^3 - D_i^3) = \frac{\pi}{4} \cdot (16^3 - 8^3) = 150.79644 \approx 150.8\text{mm}^3$$

$$R_g = \sqrt{\frac{I_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{3016}{150.8}} = 4.47\text{mm}$$

$$\lambda = \frac{L_p}{R_g} = \frac{85\text{mm}}{4.47\text{mm}} = 19$$

$$19 < 105$$

Como vemos no se cumple el requisito para aplicar el método de Euler.

Por lo tanto se debe aplicar la ecuación de Johnson.

$$P_{crit} = S \cdot \left(\sigma_F - \frac{\sigma_F^2 \cdot \lambda^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right);$$

$$P_{crit} = 150.8 \cdot \left(320 - \frac{320^2 \cdot 19^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5} \right) = 47549.977N$$

La carga crítica de pandeo es de 47550N que es muy superior a la que va a soportar en la moto, así que el componente se da por válido.

7. Cálculo de elementos auxiliares

Para completar el diseño se deben calcular los rodamientos y cabezas articuladas que incluirá el diseño. Para facilitar la localización se han numerado de la siguiente forma:

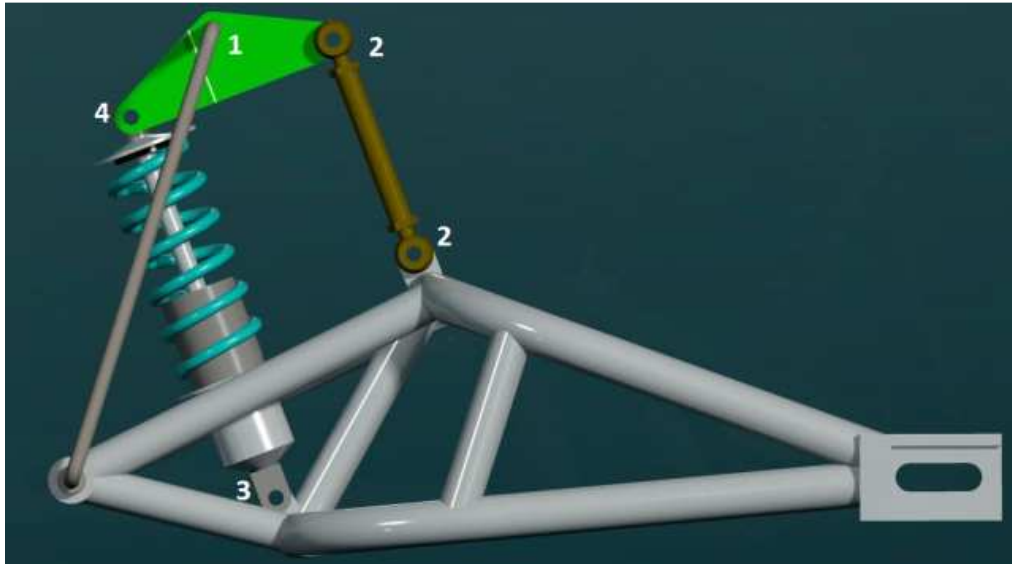


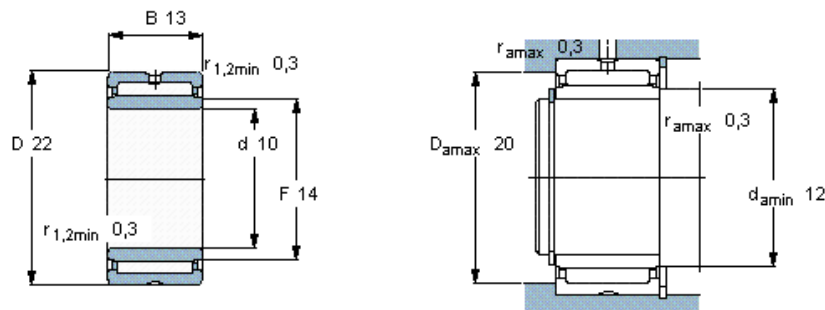
Figura 64. Rodamientos en el conjunto

Para la elección de todos los rodamientos se debe tener en cuenta que no van a sufrir cargas axiales y por lo tanto se decanta por los rodamientos de agujas que siendo muy compactos aguantan grandes cargas radiales, por este motivo es por el que todas las motos comerciales usan este tipo de rodamiento.

1. Centro de rotación del balancín:

En el eje de giro del balancín es necesario colocar un rodamiento que facilite el giro sin ofrecer resistencia. Con la idea de escoger uno de agujas se puede elegir uno con aro interior o sin aro interior, el primero tiene la ventaja de que no es necesario un acabado superficial muy bueno del eje mientras que el segundo tiene como ventaja que se puede introducir un eje mayor ganando robustez. El rodamiento escogido es el siguiente:

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
10	22	13	8,8	10,4	1,25	24000	28000	0,023	NA 4900



Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
 $\leq 0,5$

Figura 65. Rodamiento NA 4900

Se colocaran dos rodamientos de este tipo, como podemos ver tiene una capacidad de carga dinámica de 8.8kN, este valor es muy superior a la carga que va a tener que afrontar. La carga limite a fatiga es de 1.25kN pero al tratarse de dos rodamientos se suma obteniendo una fuerza de 2.5kN que es un valor que se espera superar en algunas situaciones puntuales, se debería hacer un estudio a fatiga pero como se sobrepasa por muy poco este valor y la moto es un prototipo que solo va a usarse para una competición de muy pocas vueltas no se realiza este estudio.

2. Extremos de los tirantes:

Para los extremos de los tirantes se han elegido el uso de rotulas de la marca SKF, siguiendo su catálogo se debe decidir en primer lugar si se quieren colocar rotulas que necesiten mantenimiento o unas sin mantenimiento, en este caso no son necesarias unas rotulas con unas prestaciones muy elevadas asique se pueden emplear unas sin mantenimiento. La elección del tamaño y tipo de rotula se va a determinar por la carga dinámica, carga estática y ángulo de oscilación.

Para calcular la carga dinámica equivalente primero se debe conocer la carga que va a actuar sobre la rótula, si es una carga radial, axial o combinada si es una carga alternante.

Carga radial

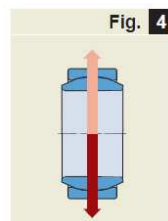


Fig. 4

Carga de dirección constante

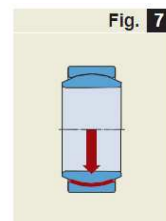


Fig. 7

Figura 66. Tipo de esfuerzos

En las rótulas de los tirantes se trata de una carga radial y dirección constante. Conociendo el tipo de carga actuante se procede al cálculo.

$$P = y \cdot F_r$$

Donde:

P es la carga dinámica equivalente.

F_r es la componente radial de la carga.

Y es un factor que depende de la relación de la fuerza axial entre la radial F_a/F_r .

Factor y para rótulas radiales libres de mantenimiento

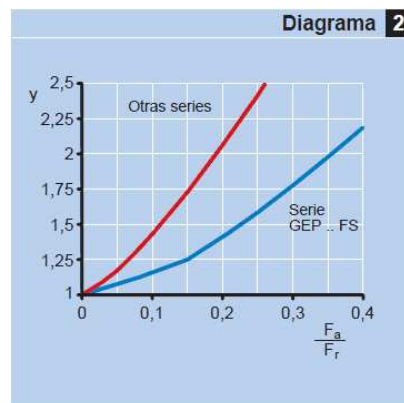


Figura 67. Grafica valor de y

Como la fuerza axial va a ser 0 el factor y será 1 y por lo tanto la carga dinámica equivalente es igual a la radial.

La carga estática se desprecia ya que no es muy elevada y el ángulo de oscilación de la rótula es nulo, por lo tanto solo se debe tener en cuenta el valor obtenido de la carga dinámica equivalente. Como interesa que esté libre de mantenimiento el material que se escoge es el acero/compuesto bronce sinterizado con las siguientes dimensiones:

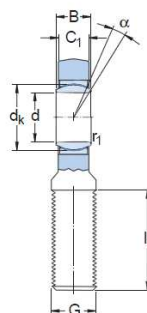


Figura 68. Cabeza articulada

Tabla 15. Dimensiones cabeza articulada SKF

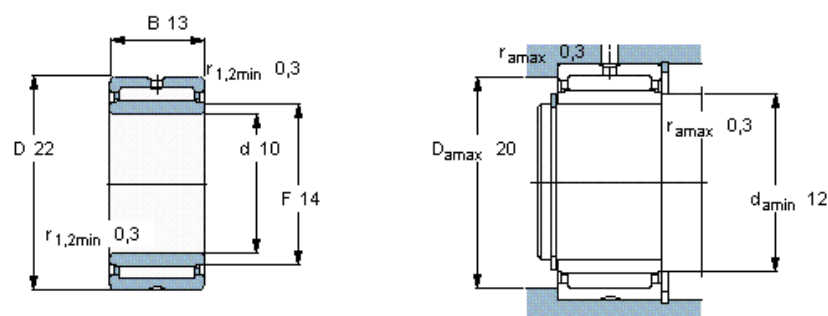
Dimensiones principales						Ángulo de inclinación	Capacidad de carga dinám.	estát.	Masa	Designaciones Cabeza articulación rosca a derechas rosca a izquierdas	
d	d ₂ máx	G 6g	B	C ₁ máx	h	α	C	C ₀	kg	-	
mm						grados	N				
6	22	M 6	6	4,5	36	13	3 600	8 150	0,017	SA 6 C	SAL 6 C
8	25	M 8	8	6,5	42	15	5 850	12 900	0,030	SA 8 C	SAL 8 C
10	30	M 10	9	7,5	48	12	8 650	18 300	0,053	SA 10 C	SAL 10 C
12	35	M 12	10	8,5	54	10	11 400	24 500	0,078	SA 12 C	SAL 12 C
15	41	M 14	12	10,5	63	8	18 000	34 500	0,13	SA 15 C	SAL 15 C
17	47	M 16	14	11,5	69	10	22 400	42 500	0,19	SA 17 C	SAL 17 C
20	54	M 20×1,5	16	13,5	78	9	31 500	51 000	0,32	SA 20 C	SAL 20 C
25	65	M 24×2	20	18	94	7	51 000	78 000	0,57	SA 25 C	SAL 25 C
30	75	M 30×2	22	20	110	6	65 500	104 000	0,90	SA 30 C	SAL 30 C

La capacidad de carga dinámica máxima es muy superior a la estimada por lo tanto esta cabeza articulación es válida, deben escogerse cuatro dos con rosca a derechas y otras dos con roscas a izquierda de manera que una vez montado pueda ajustarse en longitud fácilmente.

3. Unión del amortiguador con el basculante:

Se debe escoger un rodamiento que facilite el giro del anclaje inferior del amortiguador con respecto al basculante, siguiendo el razonamiento antes expuesto se va a escoger un rodamiento de agujas. Por las geometrías vale el rodamiento escogido para el centro de giro del balancín, esto evitará confusiones.

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _u	de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
10	22	13	8,8	10,4	1,25	24000	28000	0,023	NA 4900



Desplazamiento axial permisible desde la posición normal de un aro del rodamiento con respecto al otro:
 $\leq 0,5$

Figura 69. Rodamiento NA4900

4. Unión del amortiguador con el balancín:

Por último en la cabeza del amortiguador no es necesario escoger un rodamiento porque el mismo amortiguador ya trae una rótula.

8. Conclusión y trabajos futuros

8.1. Conclusión

En este proyecto se ha conseguido cumplir plenamente el objetivo principal que era conseguir una propuesta de diseño de basculante y sistema de suspensión viable para una moto de carreras, según las especificaciones requeridas en la competición MotoStudent.

Para llegar a buen fin este proyecto se han utilizado herramientas que actualmente son de uso habitual en la industria. Técnicamente, se ha comprobado que el proceso de diseño es un conflicto constante entre dos factores, entre los cuales debe encontrarse un equilibrio, por ejemplo: peso–rigidez, precio–materiales óptimos, etc.

En el proyecto se profundiza en el mundo de las motos desde un punto de vista técnico, desarrollando cuales son las cualidades prácticas y reales que se buscan en un basculante y en un sistema de suspensión y lo difícil que puede ser optimizar cualquier componente como queda reflejado en las pequeñas diferencias entre ciertos parámetros.

Este proyecto se muestra el desarrollo del diseño de componentes mecánicos desde sus requerimientos y concepción hasta su implementación, dando la visión del proceso de estructuración del diseño en sus elementos y la posterior integración de ellos.

Debido al material suministrado por los patrocinadores se opta por un diseño que emplee tubos de acero frente a uno de chapa plegada o aluminio mecanizado, este hecho tiene una gran ventaja en facilidad de fabricación. Se proponen varios diseños de basculante se analiza ante distintos esfuerzos que simulan una aceleración y una curva obteniendo los desplazamientos máximos, se obtiene el peso y se valora la facilidad de construcción para escoger un diseño final, este diseño se optimiza.

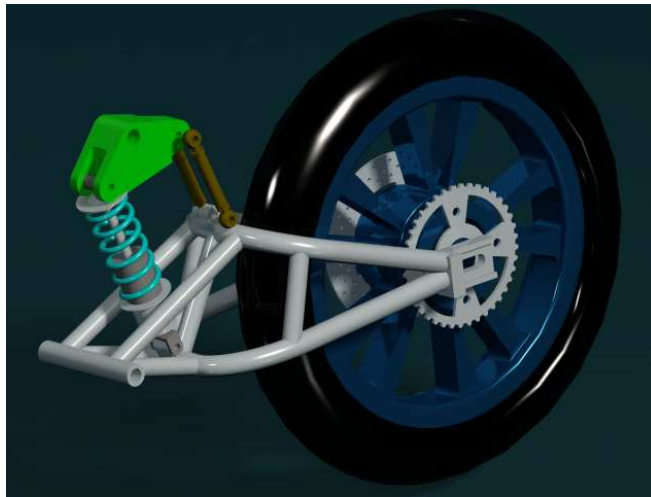
Para el sistema de suspensión se realizan varios modelos entre los que al final se escoge uno, por viabilidad con el resto de la moto y por facilidad de puesta a punto. Como sucede con el basculante este sistema se optimiza para aprovechar el máximo recorrido del amortiguador con el desplazamiento de la rueda deseado.

Finalmente se escogen los elementos auxiliares estándares de SKF ya que es un patrocinador del equipo y los suministra gratuitamente.

8.2. Futuras líneas de trabajo

El volumen que supone este trabajo es infinito y abordarlo completamente es imposible así que he dejado marcados algunos aspectos que no se han estudiado y podrían ser de interés:

- Estudiar el efecto de la cadena: el basculante al tener el centro de rotación separado del piñón del motor al bascular tensa la cadena generando fuerzas que no se han asumido en este proyecto.
- Cálculo a fatiga: Como el basculante y sistema de suspensión al que va dirigido este proyecto es a un prototipo de moto de competición que solo va a rodar un día no se ha estudiado la posible duración de las piezas.
- Simulación: La simulación del conjunto con el resto de la moto.
- Cálculo de freno trasero: el sistema debe incluir un freno trasero.



9. Presupuesto

En este apartado, se van a analizar los costes que ha generado la elaboración del proyecto, teniendo en cuenta el coste de personal, así como de licencias de programas informáticos, equipos y material.

Coste de personal

Uno de los costes más relevantes para el presupuesto del proyecto es el importe imputable al personal. Debemos calcular el coste total de personal, en función de las horas que ha dedicado al presente proyecto.

En este caso, la elaboración del proyecto ha requerido en total tres meses. Teniendo en cuenta que se han dedicado 15 horas semanales, los datos referentes al número de horas trabajadas son los siguientes:

Tiempo de desarrollo del proyecto: 3 meses

Semanas/mes: 4

Horas trabajadas/semana: 15

Total horas empleadas en el proyecto: 180

Para el cálculo del coste de personal se debe tener en cuenta el trabajo que se ha desempeñado, en este caso se ha dedicado tiempo a la organización y gestión de la información, al modelado de los componentes, al análisis y simulación del conjunto y a la elaboración del proyecto. Como es lógico el precio por hora de cada labor es muy distinta asique se estima un precio promedio de 35 €/hora.

Coste personal: 6300€

Coste de licencias y equipos informáticos

Para el desarrollo de este proyecto se han utilizado los siguientes programas informáticos:

Pro-Engineer (modelado y simulación)

Catia (Análisis MEF)

Microsoft Word

En este apartado, los mayores costes son los generados por el uso de los software profesionales Pro-engineer y Catia. Para el cálculo de los costes de ambos, vamos a suponer que no se posee el software sino que se ha alquilado la licencia. Tenemos que tener en cuenta que, a pesar de que el proyecto se ha desarrollado durante tres meses, las licencias se alquilan durante un año completo.

Se interpretara como coste el precio de la parte amortizada en el uso de las licencias para este proyecto.

Precio licencia Pro-Engineer: 15.000 €

Precio licencia Catia v5: 30.000 €

Estimación amortización Pro-Engineer: 1/16

Estimación amortización Catia v5: 1/25

Coste licencia Pro-Engineer: 937.5€

Coste licencia Catia v5: 1200€

Coste licencias: 2137.5€

Tanto el procesador de textos como la hoja de cálculo usadas pertenecen al paquete ofimático Microsoft, que se ha despreciado el precio.

Costes totales del proyecto

Se obtienen sumando los costes asociados a personal, equipos y licencias:

Coste total: 8437.5 €

El presupuesto total del proyecto asciende a OCHO MIL CUATROCIENTOS TREINTA Y SIETE CON CINCO EUROS.

10. Bibliografía.

10.1. Libros

- [1] FOALE, Tony. *Motorcycle handling and chassis design, the art and science*. Madrid: Tony Foale, 2002.

- [2] Arias-Paz Guitian, Manuel: *Motocicletas*. Madrid: Ed. Dossat, 2003. 32ª edición.

- [3] Gaetano, Cocco. "*Motorcycle design and technology*". Milán: Giorgio Nada Editore, 1999.

- [4] Bradley, John. "The racing motorcycle: A technical guide for constructors" Volume 2. Broadland Leisure Publications, 2003.

10.2. Documentación.

- [1] Normativa general MotoStudent. Año 2011-2012.

- [2] Normativa técnica MotoStudent. Año 2011-2012.

- [3] Manual Pro-Engineer (PTC University), publicado: Arbortext.

- [4] Manual de taller Yamaha YZF R125

10.3. Enlaces.

- [1] "Suministrador de tubos": <http://www.reynoldsusa.com/>

ULTIMO ACCESO: 31 – Mayo – 2012

- [2] "Suministrador de rodamientos con catálogo online":
http://www.skf.com/portal/skf_es/home

ULTIMO ACCESO: 4 – Junio – 2012

Anexo A. Parámetros geométricos de interés.

Basculante.

VOLUMEN = 4.4221320e+05 MM³
ÁREA DE SUPERFICIE = 5.2581301e+05 MM²
DENSIDAD = 7.8270900e-09 TONELADA / MM³
MASA = 3.4612425e-03 TONELADA

CENTRO DE GRAVEDAD respecto al cuadro de coordenadas _BAS1_1:
X Y Z 3.1428880e+02 1.5055765e+01 -1.6510861e+00 MM

INERCIA con relación al cuadro de coordenadas _BAS1_1: (TONELADA * MM²)

TENSOR DE INERCIA:

Ixx Ixy Ixz 3.2638256e+01 -1.3110821e+01 1.0205269e+00
Iyx Iyy Iyz -1.3110821e+01 5.2734489e+02 2.6211168e-01
Izx Izy Izz 1.0205269e+00 2.6211168e-01 5.1002526e+02

INERCIA en el CENTRO DE GRAVEDAD con relación al cuadro de coordenadas _BAS1_1: (TONELADA * MM²)

TENSOR DE INERCIA:

Ixx Ixy Ixz 3.1844239e+01 3.2672879e+00 -7.7557375e-01
Iyx Iyy Iyz 3.2672879e+00 1.8544275e+02 1.7607085e-01
Izx Izy Izz -7.7557375e-01 1.7607085e-01 1.6734797e+02

MOMENTOS PRINCIPALES DE INERCIA: (TONELADA * MM²)

I1 I2 I3 3.1770293e+01 1.6735105e+02 1.8551362e+02

MATRIZ DE ROTACIÓN de la orientación _BAS1_1 a los EJES PRINCIPALES (en grados):

0.99976	-0.00593	-0.02121
-0.02126	-0.00866	-0.99974
0.00575	0.99994	-0.00878

ÁNGULOS DE ROTACIÓN de la orientación _BAS1_1 a los EJES PRINCIPALES (en grados):

ángulos alrededor de x y z 90.503 -1.215 0.340

RADIOS DE GIRO con relación a los EJES PRINCIPALES:

R1 R2 R3 9.5806416e+01 2.1988632e+02 2.3151113e+02 MM

Balancín.

VOLUMEN = 4.5714128e+05 MM³
ÁREA DE SUPERFICIE = 4.9135611e+04 MM²
DENSIDAD = 2.7935544e-09 TONELADA / MM³
MASA = 1.2770490e-03 TONELADA

CENTRO DE GRAVEDAD respecto al cuadro de coordenadas _BALANCIN:

X Y Z -4.4510403e+00 1.0033758e+01 0.0000000e+00 MM

INERCIA con relación al cuadro de coordenadas _BALANCIN: (TONELADA * MM²)

TENSOR DE INERCIA:

Ixx	Ixy	Ixz	1.0291768e+00	5.9148715e-02	0.0000000e+00
Iyx	Iyy	Iyz	5.9148715e-02	2.1354798e+00	0.0000000e+00
Izx	Izy	Izz	0.0000000e+00	0.0000000e+00	2.4178056e+00

INERCIA en el CENTRO DE GRAVEDAD con relación al cuadro de coordenadas _BALANCIN: (TONELADA * MM²)

TENSOR DE INERCIA:

Ixx	Ixy	Ixz	9.0060826e-01	2.1148617e-03	0.0000000e+00
Iyx	Iyy	Iyz	2.1148617e-03	2.1101793e+00	0.0000000e+00
Izx	Izy	Izz	0.0000000e+00	0.0000000e+00	2.2639365e+00

MOMENTOS PRINCIPALES DE INERCIA: (TONELADA * MM²)

I1 I2 I3 9.0060456e-01 2.1101830e+00 2.2639365e+00

MATRIZ DE ROTACIÓN de la orientación _BALANCIN a los EJES PRINCIPALES (en grados):

1.00000	0.00175	0.00000
-0.00175	1.00000	0.00000
0.00000	0.00000	1.00000

ÁNGULOS DE ROTACIÓN de la orientación _BALANCIN a los EJES PRINCIPALES (en grados):

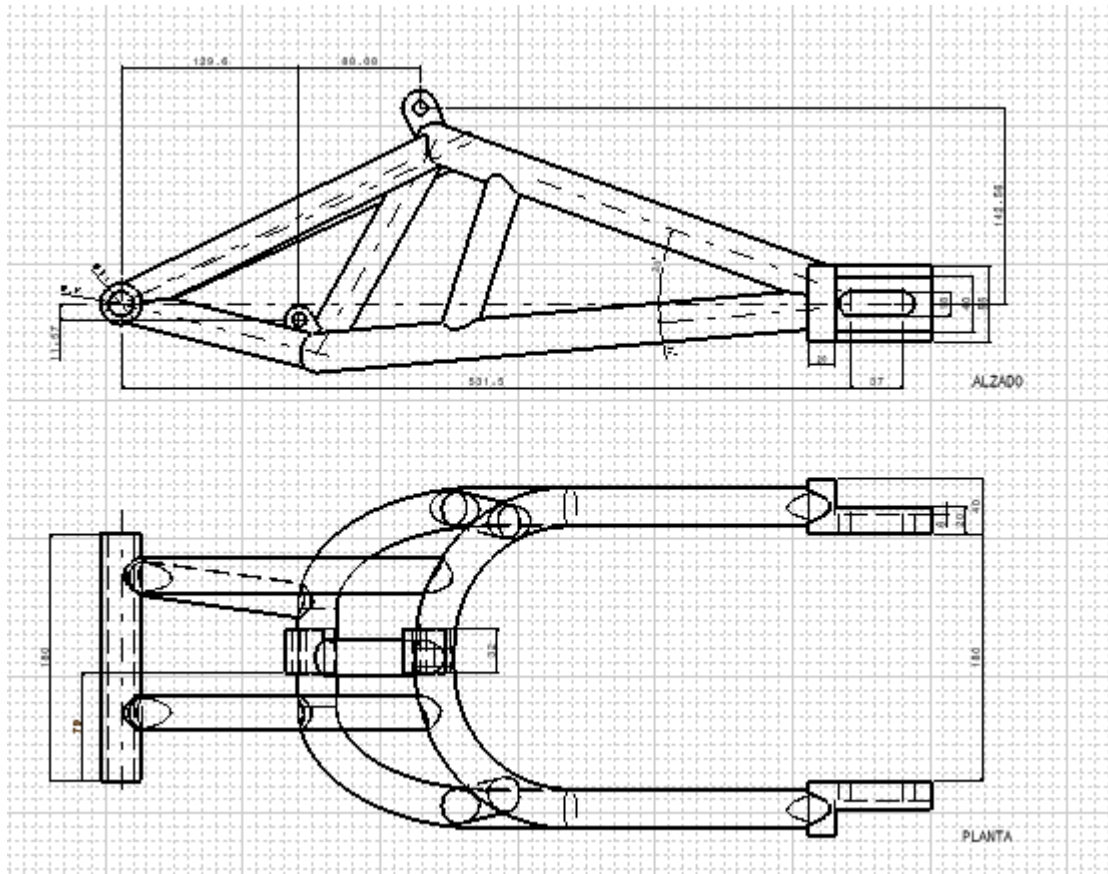
ángulos alrededor de x y z 0.000 0.000 -0.100

RADIOS DE GIRO con relación a los EJES PRINCIPALES:

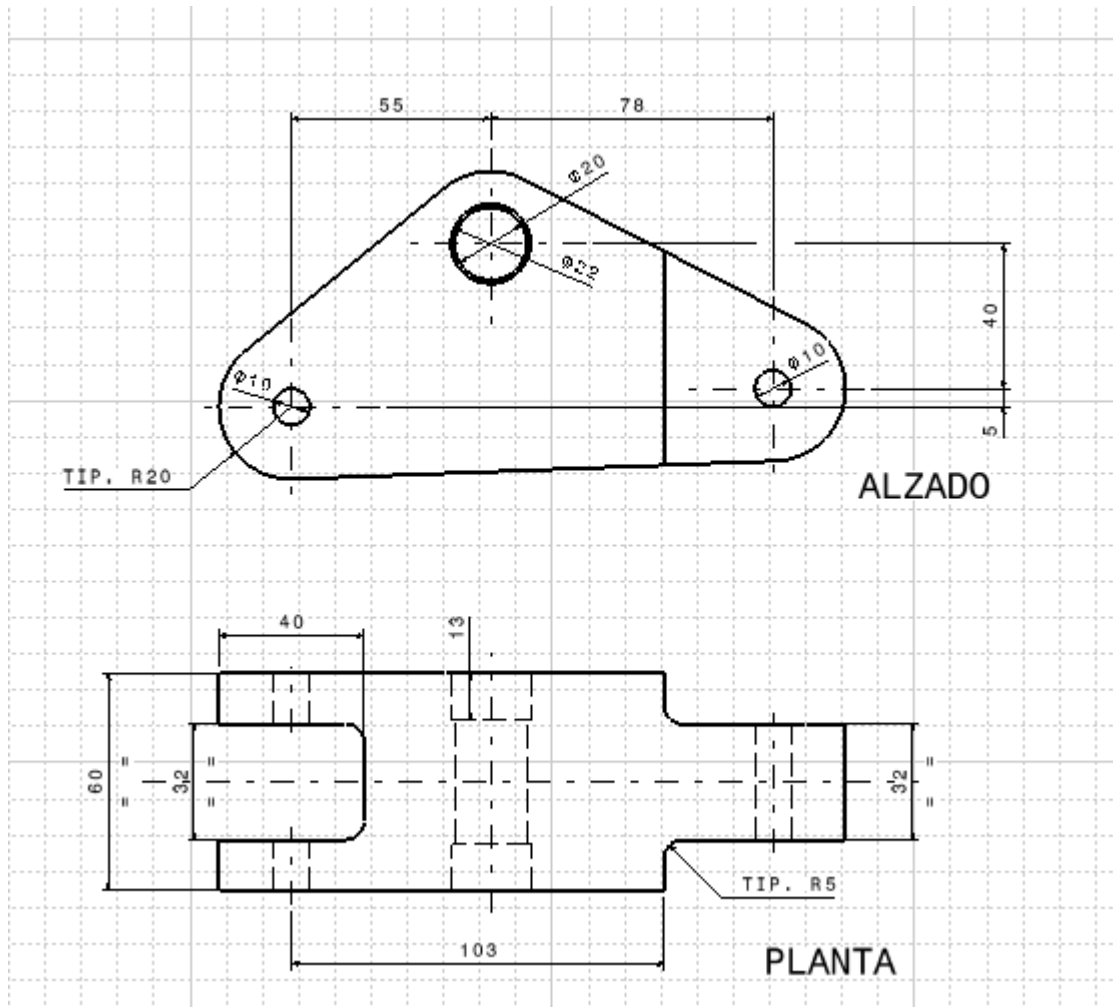
R1 R2 R3 2.6556038e+01 4.0649599e+01 4.2104482e+01 MM

Anexo B. Extractos de los planos para fabricación.

B.1. Basculante



B.1. Balancín



B.2. Cilindro de los tirantes

